



TUGAS AKHIR - TM 145502

**SIMULASI PERBANDINGAN UNJUK KERJA
ENGINE BASUDEWO 1 DAN BASUDEWO 3
EVO BERBAHAN BAKAR ETHANOL
MENGUNAKAN *LOTUS ENGINE
SIMULATION 5.06b***

**M. AMIN FACHRUR ROZI
NRP. 2114 030 086**

**Dosen Pembimbing
HENDRO NURHADI, Dipl.-Ing., Ph.D
NIP. 19751120 200212 1 002**

**Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



TUGAS AKHIR - TM 145502

**SIMULASI PERBANDINGAN UNJUK KERJA
ENGINE BASUDEWO 1 DAN BASUDEWO 3 EVO
BERBAHAN BAKAR ETHANOL MENGGUNAKAN
*LOTUS ENGINE SIMULATION 5.06b***

**M. AMIN FACHRUR ROZI
NRP. 2114 030 086**

**Dosen Pembimbing
HENDRO NURHADI, Dipl.-Ing., Ph.D
NIP. 19751120 200212 1 002**

**Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT - TM 145502

**COMPARATING PERFORMANCE SIMULATION
OF ENGINE *BASUDEWO 1* AND *BASUDEWO 3*
EVO FUELED BY ETHANOL USING *LOTUS*
*ENGINE SIMULATION 5.06b***

**M. AMIN FACHRUR ROZI
NRP. 2114 030 086**

**Counselor Lecturer :
HENDRO NURHADI, Dipl.-Ing., Ph.D
NIP. 19751120 200212 1 002**

**Industrial Mechanical Engineering Department
Faculty Of Vocational
Institut Of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**

LEMBAR PENGESAHAN

SIMULASI PERBANDINGAN UNJUK KERJA *ENGINE* BASUDEWO 1 DAN BASUDEWO 3 EVO BERBAHAN BAKAR ETHANOL MENGGUNAKAN *LOTUS ENGINE* *SIMULATION 5.06b*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh
Gelar Ahli Madya

pada

Bidang Studi Konversi Energi

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

M. AMIN FACHRUR ROZI

NRP 2114 030 086

Mengetahui dan Menyetujui
Dosen Pembimbing



Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing., Ph.D

NIP. 19751120 200212 1 002

SURABAYA, JULI 2017

**SIMULASI PERBANDINGAN UNJUK KERJA ENGINE
BASUDEWO 1 DAN BASUDEWO 3 EVO BERBAHAN
BAKAR ETHANOL MENGGUNAKAN LOTUS ENGINE
SIMULATION 5.06b**

Nama Mahasiswa : M. Amin Fachrur Rozi
NRP : 2114 030 086
Departemen : Teknik Mesin Industri
Dosen Pembimbing : Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing., Ph.D

Abstrak

Perkembangan dunia otomotif tiap tahun semakin berkembang, akan tetapi tidak diimbangi dengan ketersediaan energi fosil sebagai bahan bakar. Penelitian mengenai energi alternatif semakin gencar dilakukan dengan bahan baku alamiah. Salah satu energi alternatif yang digunakan pada motor pembakaran dalam 4 tak adalah ethanol.

Basudewo Ethanol Car Team menawarkan solusi dengan memodifikasi engine guna sesuai dengan spesifikasi ethanol sebagai bahan bakar. Tentunya perlu dilakukan penelitian kajian numerik maupun eksperimen praktikum guna mengetahui performa engine. Salah satu metode kajian numerik adalah menggunakan software Lotus Engine Simulation (LES). Dalam penggunaan metode ini, diperlukan pengukuran serta penentuan dimensi dari engine dan faktor lainnya.

Dari hasil yang didapat melalui simulasi LES terhadap tiap engine, dapat disimpulkan bahwa performa Basudewo 3 Evo secara umum lebih baik dibandingkan dengan Basudewo 1. Pada 3250 RPM, engine Basudewo 3 Evo memiliki performa Brake Torque senilai +2,79%, Brake Power senilai +3%, BMEP senilai -0,78%, BSFC senilai -1,02%, dan Volumetric Efficiency senilai -0,01%.

Kata Kunci : *Ethanol, Lotus Engine Simulation, Basudewo 1, Basudewo 3 Evo, Air Fuel Ratio*

**COMPARATING PERFORMANCE SIMULATION OF
ENGINE *BASUDEWO 1* AND *BASUDEWO 3 EVO* FUELED
BY ETHANOL USING *LOTUS ENGINE SIMULATION*
5.06b**

Name : M. Amin Fachrur Rozi
NRP : 2114 030 086
Department : Industrial Mechanical Engineering
Counselor Lecturer : Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing., Ph.D

Abstract

Development of the automotive world each year is growing fast, but not balanced with the availability of fossil energy as fuel. Research on alternative energy intensively conducted with natural raw materials. One of the alternative energy used in 4 stroke internal combustion engine is ethanol.

Basudewo ethanol Car Team give some solution to modified internal combustion engine which can use ethanol as fuel. Absolutely, need a numerical research or experimental trial to find engine performance. One of kind numerical research is using Lotus Engine Simulation (LES) software. For using this method, we need to measure the dimension of engine and choose another factor.

From the results of LES simulation for each engine, generally the engine which have the best performance is Basudewo 3 Evo it is compare with Basudewo 1. In 3250 RPM, Basudewo 3 Evo engine have performance of Brake Torque amount +2,79%, Brake Power amount +3%, BMEP amount -0,78%, BSFC amount -1,02% and Volumetric Efficiency amount -0,01%.

Keywords: *Ethanol, Lotus Engine Simulation, Basudewo 1, Basudewo 3 Evo, Air Fuel Ratio*

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur atas kehadiran Allah SWT Tuhan semesta alam yang telah melimpahkan segala berkat serta rahmat-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini dengan baik.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi mahasiswa dalam menyelesaikan pendidikan di Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS yang merupakan integrasi dari semua materi yang telah diberikan selama perkuliahan.

Keberhasilan penulis dalam penyusunan laporan tugas akhir ini tidak lepas dari berbagi pihak yang telah banyak memberikan bantuan, motivasi dan dukungan. Oleh karena itu penulis menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan yang setinggi-tingginya kepada :

1. Bapak Hendro Nurhadi, Dipl. Ing., Ph.D selaku Pembimbing Tugas Akhir dan Dosen Wali.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, M.Sc selaku Koordinator Program Studi Diploma III Teknik Mesin serta Koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
3. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku Ketua Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Dosen Penguji Tugas Akhir yang telah memberikan kritik, saran dan masukan guna menyempurnakan Tugas Akhir ini.
5. Bapak Sukariyadi dan Ibu Yuliatim yang selalu memberikan motivasi, nasehat dan do'a restu dalam pengerjaan tugas akhir ini.
6. Adik Muhammad Ilham Maulana dan Ubaidillah Nafi' Ahmad yang selalu memberikan semangat dan dukungan bagi penulis.
7. Saudara – saudara Angkatan 2014 yang telah bersama-sama menjalani semua perjuangan dan pembelajaran di Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.

8. Rekan – rekan tim Basudewo Evo 3 yang telah memberikan inspirasi dalam pengerjaan tugas akhir ini.
9. Mas Nabil Kirom dan mas Ruso Mahesa atas bantuan pengetahuannya kepada penulis dalam pengerjaan tugas akhir.
10. Ainnul Rofiq Al Hanif sebagai rekan tugas akhir.
11. Mas, mbak, rekan dan adik angkatan 2012, 2013, 2015 dan 2016.
12. Teman-teman kost Jalan Gebang Kidul Gang Puskesmas No. 41.
13. Semua dosen dan karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
14. Semua pihak yang tidak dapat kami sebutkan satu persatu, kami ucapkan terima kasih.

Penulis menyadari bahwa penyusunan laporan tugas akhir ini masih belum sempurna, maka dari itu kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan oleh penulis. Akhir kata penulis berdoa agar segala bantuan yang diberikan akan mendapat balasan dan rahmat dari Allah SWT. Semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat sebagaimana yang diharapkan.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN PENGESAHAN	iii
ABSTRAK.....	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Manfaat	2
1.5 Batasan Masalah	2
1.6 Sistematika Penulisan	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Ethanol.....	5
2.2 <i>S.I.E</i> 4 Langkah	6
2.2.1 Prinsip Kerja <i>S.I.E</i> 4 langkah	7
2.2.2 Siklus Otto Ideal.....	8
2.2.3 Siklus Aktual	12
2.2.4 Properti Geometri <i>S.I.E</i> 4 Langkah	13
2.2.5 Properti Unjuk Kerja <i>Engine</i>	15
2.3 Pemodelan pada <i>Lotus Engine Simulation</i>	16
2.3.1 <i>Combustion Modelling</i>	16
2.3.2 <i>Heat Transfer Equation</i>	21
2.4 Basudewo <i>Ethanol Car</i>	22

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Penelitian.....	25
3.2 Diagram Alir Simulasi Performa <i>Engine</i> pada LES.....	26
3.3 Diagram Alir Perhitungan Manual Performa <i>Engine</i>	27

3.4 Diagram Alir Pemodelan pada LES	28
3.5 Metodologi Analisa Performa <i>Engine</i>	30
3.6 Data Input <i>Lotus Engine Simulation</i>	31
3.6.1 Data Input <i>Engine</i>	31
3.6.1.1 Silinder	31
3.6.1.2 <i>Intake Manifold</i>	32
3.6.1.3 <i>Port Intake</i> dan <i>Exhaust</i>	32
3.6.1.4 Katup <i>Intake</i> dan <i>Exhaust</i>	33
3.6.1.5 <i>Silencer</i>	33
3.6.1.6 <i>Fuel and Fuel System</i>	35
3.6.2 <i>Boundary Condition</i>	36
3.6.2.1 <i>Boundary Condition</i> Basudewo 1	36
3.6.2.2 <i>Boundary Condition</i> Basudewo 3 Evo	43
3.7 <i>Software</i> yang Digunakan dan Langkah-Langkah Pemodelan	50
3.8 Hasil yang Dianalisa dari <i>Lotus Engine Simulation</i>	54

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Grafik dan Unjuk Kerja	55
4.1.1 <i>Brake Torque</i>	55
4.1.2 <i>Brake Power</i>	57
4.1.2.1 <i>Brake Power</i> Hasil Simulasi LES	57
4.1.2.2 Perhitungan <i>Brake Power</i>	58
4.1.3 <i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP)	59
4.1.3.1 BMEP Hasil Simulasi LES	59
4.1.3.2 Perhitungan BMEP	61
4.1.4 <i>Brake Specific Fuel Consumption</i> (BSFC)	62
4.1.4.1 BSFC Hasil Simulasi LES	62
4.1.4.2 Perhitungan BSFC	63
4.1.5 <i>Volumetric Efficiency</i>	65
4.1.5.1 <i>Volumetric Efficiency</i> Hasil Simulasi	65
4.1.5.2 Perhitungan <i>Volumetric Efficiency</i>	66
4.2 Hasil Eksperimen Performa <i>Engine</i> yang Telah Dilakukan	68
4.2.1 Hasil eksperimen Basudewo 1	68
4.2.2 Hasil Eksperimen Basudewo 3 Evo	69
4.3 Komparasi Hasil Tiap Metode	70

4.4 Hasil dan Perbandingan Hasil Stoikiometri dan AFR 10	70
4.4.1 Perbandingan <i>Brake Torque</i>	71
4.4.2 Perbandingan <i>Brake Power</i>	72
4.4.3 Perbandingan BMEP.....	73
4.4.4 Perbandingan BSFC.....	74
4.4.5 Perbandingan <i>Volumetric efficiency</i>	75
4.5 Komparasi Tiap AFR	76

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan.....	79
5.2 Saran.....	81

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BIOGRAFI PENULIS

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Contoh Produk Ethanol di Pasaran.....	6
Gambar 2.2 Prinsip Kerja <i>S.I.E</i> 4 Tak.....	7
Gambar 2.3 Diagram P-v dan T-s Siklus Otto Ideal	9
Gambar 2.4 Diagram Siklus Otto Aktual 4 Langkah	12
Gambar 2.5 Geometri Dasar <i>S.I.E</i> 4 Langkah.....	14
Gambar 2.6 Profil MFB Dengan <i>Flame Development</i> <i>Angle</i> (θ_a) dan <i>Rapid Burn Angle</i> (θ_b)	19
Gambar 2.7 <i>Burn Rate</i> Hasil Eksperimen dan Hasil Pemodelan <i>Single Wiebe Function</i> yang Cocok Untuk Kondisi Operasi Dengan <i>Overlap</i> Katup Hisap dan Buang yang Kecil (2 CAD).....	19
Gambar 2.7 <i>Burn Rate</i> Hasil Eksperimen dan Hasil Pemodelan <i>Single Wiebe Function</i> yang Tidak Cocok Untuk Kondisi Operasi Dengan <i>Overlap</i> Katup Hisap dan Buang yang Besar (52 CAD).....	20
Gambar 2.9 Basudewo 1	23
Gambar 2.10 Basudewo 3 Evo	23
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian.....	25
Gambar 3.2 Diagram Alir Simulasi Performa <i>Engine</i> Pada LES	26
Gambar 3.3 Diagram Alir Perhitungan Manual <i>Performa Engine</i>	27
Gambar 3.4 Diagram Alir Pemodelan pada LES	29
Gambar 3.5 Profil <i>Mass Fraction Burned</i> Basudewo 1	41
Gambar 3.6 <i>Layout</i> Pemodelan <i>Engine</i> Basudewo 1 Pada LES	43
Gambar 3.7 Profil <i>Mass Fraction Burned</i> Basudewo 3 Evo.....	48
Gambar 3.8 <i>Layout</i> Pemodelan <i>Engine</i> Basudewo 3 Evo Pada LES	50
Gambar 3.9 <i>Software Lotus Engine Simulation</i>	50
Gambar 3.10 Komponen <i>Fuel</i> pada LES	51
Gambar 3.11 Komponen <i>Cylinder</i> pada LES.....	51

Gambar 3.12 Komponen <i>Intake</i> dan <i>Exhaust Port</i> pada LES	51
Gambar 3.13 Komponen <i>Intake</i> dan <i>Exhaust Valve</i> pada LES	52
Gambar 3.14 Komponen <i>Inlet</i> dan <i>Exit</i> pada LES	52
Gambar 3.15 Komponen <i>Pipe</i> pada LES.....	52
Gambar 3.16 Komponen <i>Bend Pipe</i> pada LES	52
Gambar 4.1 Grafik <i>Brake Torque</i> vs RPM.....	55
Gambar 4.2 Grafik <i>Brake Power</i> vs RPM.....	57
Gambar 4.3 Grafik BMEP vs RPM	59
Gambar 4.4 Grafik BSFC vs RPM	62
Gambar 4.5 Grafik <i>Volumetric Efficiency</i> vs RPM	65
Gambar 4.6 Grafik Perbandingan <i>Brake Torque</i>	71
Gambar 4.7 Grafik Perbandingan <i>Brake Power</i>	72
Gambar 4.8 Grafik Perbandingan BMEP.....	73
Gambar 4.9 Grafik Perbandingan BSFC	74
Gambar 4.10 Grafik Perbandingan <i>Volumetric Efficiency</i>	75
Gambar 4.11 Komparasi Tiap AFR.....	76

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Karakteristik Ethanol	5
Tabel 2.2 Tipikal Harga Parameter Untuk θ_{ig} , $\Delta\theta_d$ dan $\Delta\theta_b$...	18
Tabel 3.1 Data Dimensi Silinder	31
Tabel 3.2 Data Dimensi <i>Intake Manifold</i>	32
Tabel 3.3 Data Dimensi <i>Port Intake</i> dan <i>Exhaust</i>	32
Tabel 3.4 Data Dimensi Katup <i>Intake</i> dan <i>Exhaust</i>	33
Tabel 3.5 Dimensi <i>Silencer</i> Basudewo 1	33
Tabel 3.6 Dimensi <i>Silencer</i> Basudewo 3 Evo	34
Tabel 3.7 Spesifikasi <i>Fuel and Fuel System</i>	35
Tabel 3.8 Data Kondisi Pengujian <i>Engine</i> Basudewo 1	36
Tabel 3.9 Data Dimensi Komponen <i>Inlet</i> Basudewo 1	38
Tabel 3.10 Data Dimensi <i>Engine</i> dan Persamaan Numerik Simulasi Basudewo 1	39
Tabel 3.11 Data Dimensi Komponen <i>Exhaust</i> Basudewo 1 ..	42
Tabel 3.12 Data Kondisi Pengujian <i>Engine</i> Basudewo 3 Evo.....	43
Tabel 3.13 Data Dimensi Komponen <i>Inlet</i> Basudewo 3 Evo.....	45
Tabel 3.14 Data Dimensi <i>Engine</i> dan Persamaan Numerik Simulasi Basudewo 3 Evo.....	46
Tabel 3.15 Data Dimensi Komponen <i>Exhaust</i> Basudewo 3 Evo.....	49
Tabel 3.16 Komponen pada LES dan Parameter Inputnya	53
Tabel 4.1 <i>Brake Torque</i> Hasil Simulasi LES	56
Tabel 4.2 <i>Brake Power</i> Hasil Simulasi LES	58
Tabel 4.3 Perbandingan <i>Brake Power</i> Hasil Simulasi Stoikiometri dan Perhitungan	59
Tabel 4.4 BMEP Hasil Simulasi LES	60
Tabel 4.5 Perbandingan BMEP Hasil Simulasi Stoikiometri dan Perhitungan	61
Tabel 4.6 BSFC Hasil Simulasi LES	63
Tabel 4.7 Massa Bahan Bakar Stoikiometri Per Siklus pada 3250 RPM	63

Tabel 4.8 Perbandingan BSFC Hasil Simulasi Stoikiometri dan Perhitungan.....	64
Tabel 4.9 <i>Volumetric Efficiency</i> Hasil Simulasi LES	66
Tabel 4.10 Massa Spesifik Udara Stoikiometri pada 3250 RPM	66
Tabel 4.11 Perbandingan <i>Volumetric Efficiency</i> Hasil Simulasi Stoikiometri dan Perhitungan	67
Tabel 4.12 Perbandingan Massa Spesifik Bahan Bakar Tiap Metode.....	70
Tabel 4.13 Hasil <i>Brake Torque</i> Tiap Simulasi Pada 3250 RPM.....	71
Tabel 4.14 Hasil <i>Brake Power</i> Tiap Simulasi Pada 3250 RPM.....	72
Tabel 4.15 Hasil BMEP Tiap Simulasi Pada 3250 RPM	73
Tabel 4.16 Hasil BSFC Tiap Simulasi Pada 3250 RPM	74
Tabel 4.17 Hasil <i>Volumetric Efficiency</i> Tiap Simulasi Pada 3250 RPM.....	75
Tabel 4.18 Massa Bahan Bakar AFR 10 Per Siklus pada 3250 RPM.....	76
Tabel 4.19 Perbandingan BSFC Hasil Simulasi AFR 10 Dan Perhitungan	78

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknologi otomotif tiap tahunnya mengalami kemajuan yang pesat. Dimulai dari dikembangkan Mesin Otto pada tahun 1864 oleh Niklaus Otto. Pada pertengahan abad ke-20, sistem pemasukan bahan bakar injeksi diperkenalkan. Dan sekarang perkembangan dunia otomotif mulai merambah pada elektronisasi sistem berkendara.

Namun, yang menjadi permasalahan adalah ketersediaan bahan bakar. Menurut data BPPT pada *Outlook Energi Nasional* 2016, tahun 2014 konsumsi energi final pada sektor transportasi mencapai 36% dan konsumsi energi final per jenis untuk BBM mencapai 32%. Dengan pola konsumsi seperti ini diperkirakan proyeksi kebutuhan energi final sektor transportasi pada tahun 2020 mencapai 40%. Dengan pengembangan yang terbatas serta investasi pembangunan kilang minyak baru yang besar maka bahan bakar fosil adalah energi yang langka di masa mendatang.

Dari sini para ahli mulai meneliti energi alternatif yang salah satunya adalah ethanol. Ethanol (biasa disebut etil-alkohol atau alkohol saja) adalah bahan bakar alternatif yang meningkat penggunaannya seiring dengan mulai minimnya produksi bahan bakar fosil. Ethanol sendiri pada umumnya berasal dari fermentasi sisa pengolahan tebu menjadi gula (molase) yang diproses sehingga menjadi ethanol.

Mahasiswa dengan peran fungsinya sebagai *Agent of Change* melihat permasalahan ini dengan menawarkan solusi membuat *engine* yang berbahan bakar ethanol. Dalam perkembangannya, mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri ITS dengan tim riset mobil Basudewo melakukan riset terhadap pemanfaatan ethanol sebagai bahan bakar. Dalam riset ini tentunya perlu adanya analisa mendalam mengenai performa *engine* yang digunakan.

Dari permasalahan ini penulis mendapat permasalahan berupa sejauh mana motor bensin 4 tak dengan bahan bakar ethanol guna dianalisa unjuk kerjanya sehingga dapat dengan mudah untuk dilakukan pengambilan data atau modifikasi. Untuk menyikapi hal

ini penulis bermaksud untuk melakukan analisa perbandingan unjuk kerja *engine* yang digunakan Mobil Basudewo 1 dan Basudewo 3 Evo dengan menggunakan *software Lotus Engine Simulation* yang nantinya diharapkan dapat diketahui performa *engine* guna dikembangkan lebih lanjut.

1.2 Rumusan Masalah

Dari uraian latar belakang diatas, didapat perumusan masalah sebagai berikut:

Bagaimana perbandingan unjuk kerja *engine* Basudewo 1 dan Basudewo 3 Evo berbahan bakar ethanol dengan *software Lotus Engine Simulation* 5.06b.

1.3 Tujuan

Berdasarkan rumusan masalah, tujuan dari penelitian ini adalah:

Mengetahui unjuk kerja *engine* Basudewo 1 dan Basudewo 3 Evo berbahan bakar ethanol dengan *software Lotus Engine Simulation* 5.06b.

1.4 Manfaat

Adapun manfaat dari penelitian ini adalah memberikan informasi kepada masyarakat tentang penggunaan energi alternatif berupa ethanol dan sumbangsih pemikiran bagi ilmu pengetahuan untuk dikembangkan lebih lanjut.

1.5 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian ini antara lain:

1. Metode simulasi numerik mengacu pada standart SAE J 1349 (4/2004).
2. Kondisi simulasi unjuk kerja pada LES dilakukan pada *wide open throttle* tanpa pembebanan.
3. *Cylinder pressure loss* dari *ring gap* dianggap tidak ada.
4. Simulasi pengujian dilakukan pada *engine* Basudewo 1 dan 3 Evo.
5. Bahan bakar yang digunakan dalam simulasi adalah ethanol dengan oktan sempurna.

6. Hasil dari simulasi *Lotus Engine Simulation* pada tiap pengujian saja yang dianalisa.
7. Tidak membahas reaksi kimia yang terjadi.
8. Tidak membahas produk dan sisa hasil pembakaran.
9. Pemuaian pada *cylinder block* dan *piston* diabaikan.
10. *Contact resistance* antara *cylinder liner* dan *cylinder block* diabaikan.
11. Analisa pelumasan diabaikan.
12. Udara atmosfer diasumsikan sebagai gas ideal.
13. *Mechanical losses* diabaikan.

1.6 Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan dari penelitian ini dapat dijelaskan sebagai berikut:

- **BAB I PENDAHULUAN**
Pada Bab I menjelaskan mengenai latar belakang, rumusan masalah, tujuan, batasan masalah dan sistematika penulisan penelitian yang dilakukan.
- **BAB II DASAR TEORI**
Pada Bab II menjelaskan mengenai dasar-dasar teori mengenai perancangan *engine*, bahan bakar ethanol serta pemodelan pada *Lotus Engine Simulation (LES)*.
- **BAB III METODOLOGI**
Pada Bab III menjelaskan mengenai alur penelitian yang dilakukan penulis.
- **BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN**
Pada Bab IV menjelaskan mengenai hasil pengujian yang telah dilakukan dan membandingkan serta menganalisis unjuk kerja *engine* yang didapat.
- **BAB V PENUTUP**
Pada Bab V didapatkan kesimpulan dimana mencakup hasil penelitian yang telah dilakukan.
- **DAFTAR PUSTAKA**
- **LAMPIRAN**

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II DASAR TEORI

2.1 Ethanol

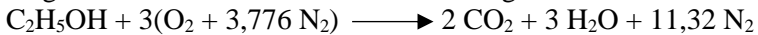
Ethanol merupakan salah satu hidrokarbon rantai pendek yang umum digunakan sebagai bahan bakar. Namun, dalam penggunaannya sampai saat ini masih terbatas. Ethanol yang digunakan sebagai bahan bakar pada umumnya berasal dari hasil fermentasi sisa pengolahan tebu menjadi gula (*molase*) yang diproses sehingga menghasilkan ethanol.

Tabel 2.1 Karakteristik Ethanol

<i>Property</i>	
<i>Chemical Formula</i>	C ₂ H ₅ OH
<i>Molecular Weight</i>	46,070
<i>Specific Gravity</i>	0,785
<i>Oxygen Content (%)</i>	34,8
<i>Reid Vapor Pressure @38°C (kPa)</i>	16
<i>Boiling Point (°C)</i>	78
<i>Research Octane Number</i>	107
<i>Heat of Vaporization (MJ/kg)</i>	0,919
<i>Lower Heating Value (MJ/kg)</i>	26,8
<i>Flash Point (°C)</i>	13
<i>Auto-ignition Temperature (°C)</i>	360
<i>Flame Temperature (°C)</i>	1920
<i>Adiabatic Flame Temperature (K)</i>	2117
<i>Stoichiometric air/fuel, weight</i>	8,98

Sumber: (Suthisripok, T. 2012. The Use of E100 to Fuel a Used 4-Stroke Motorcycle. American Journal of Applied Sciences. 9 (5): 647-653)

Adapun persamaan kimia dari pembakaran ethanol sebagai bahan bakar dalam SIE adalah sebagai berikut:



Keuntungan dari ethanol sendiri memiliki tingkat oktan yang tinggi mencapai RON (*range octane number*) 98 - 107. Selain itu, proses produksinya merupakan proses fermentasi sehingga dapat menjadi nilai tambah tersendiri. Dari hasil pembakaran ethanol menjadi energi, kadar gas buang berupa karbon dioksida lebih sedikit apabila dibandingkan dengan bahan bakar fosil.



Gambar 2.1 Contoh Produk Ethanol di Pasaran

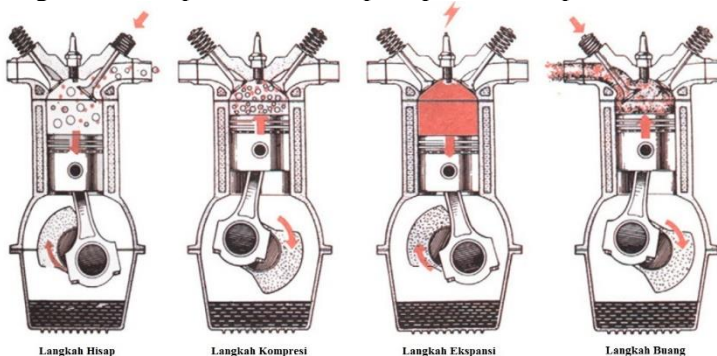
2.2 S.I.E 4 Langkah

Spark Ignition Engine 4 langkah merupakan salah satu jenis motor pembakaran dalam dimana campuran bahan bakar dan udara dipicu penyalanya menggunakan percikan bunga api dari busi (*spark plug*). Pada jenis motor ini terjadi dua kali putaran poros engkol (*crankshaft*), empat kali langkah torak (*piston*) dan satu kali langkah usaha. Adapun langkah yang terjadi adalah langkah hisap (*intake*), langkah kompresi (*compression*), langkah ekspansi (*expansion*) dan langkah buang (*exhaust*). Dalam

pergerakannya, *piston* bergerak bolak-balik dari *top dead center* (TDC) dimana merupakan titik terjauh yang dicapai *piston* relatif terhadap sumbu putar *crankshaft* menuju *bottom dead center* (BDC).

2.2.1 Prinsip Kerja *S.I.E* 4 Langkah

Pada motor pembakaran dalam jenis *SIE* 4 langkah, pengertian langkah disini diartikan sebagai gerakan torak dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB) ataupun sebaliknya secara periodik. Pada tipe konvensional, campuran bahan bakar dan udara masuk melalui saluran hisap kemudian dikompresi oleh *piston* selanjutnya dilakukan penyalaan sehingga menghasilkan tenaga dan sisa hasil pembakaran dibuang melalui saluran buang. Namun pada tipe injeksi, bahan bakar diinjeksikan ke dalam silinder bersama-sama dengan udara sehingga dapat menghasilkan campuran udara dan bahan bakar yang lebih homogen. Dari sini terdapat mekanisme yang mengintegrasikan fungsi dari komponen mesin seperti *piston*, katup dan busi.



Gambar 2.2 Prinsip Kerja *S.I.E* 4 tak

1) Langkah Hisap

Pada langkah hisap, *piston* bergerak dari TMA ke TMB, katup masuk terbuka dan katup buang tertutup sehingga terjadi kevakuman pada silinder. Campuran bahan bakar dan udara mengalir melalui saluran masuk ke dalam silinder.

2) **Langkah Kompresi**

Setelah langkah hisap, *piston* bergerak dari TMB ke TMA dimana katup hisap dan katup buang tertutup sehingga campuran bahan bakar dan udara di dalam silinder terkompresi. Akibatnya, tekanan dan temperatur naik.

3) **Langkah Ekspansi**

Pada saat akhir langkah kompresi, campuran bahan bakar dan udara yang terkompresi dinyalakan oleh percikan bunga api dari busi sehingga terjadilah ledakan atau proses pembakaran yang mengakibatkan tekanan dan temperatur naik dengan cepat. Akibat proses pembakaran ini, *piston* terdorong dari TMA ke TMB dengan kondisi katup hisap dan katup buang masih tertutup. Pada langkah ini volume gas pembakaran yang terdapat di dalam silinder naik namun tekanannya turun.

4) **Langkah Buang**

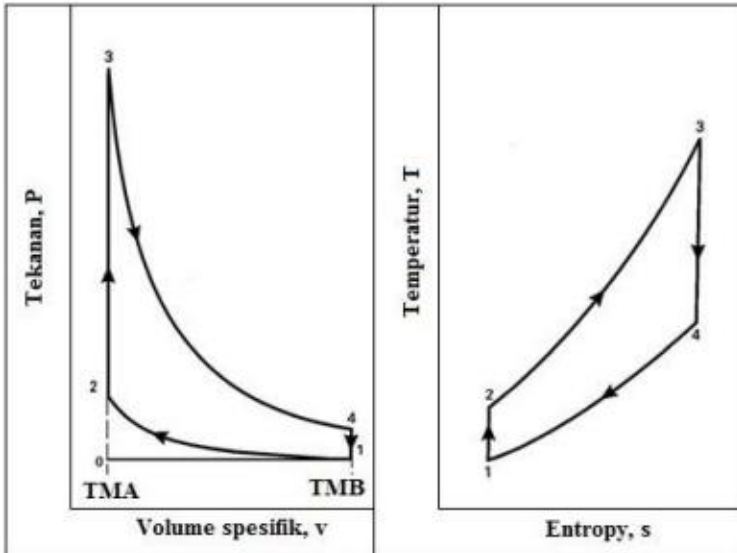
Setelah mencapai TMB maka katup hisap terbuka dan katup buang tertutup, sehingga gerakan *piston* dari TMA ke TMB akan mendorong gas sisa hasil pembakaran keluar dari dalam silinder melalui katup buang.

2.2.2 Siklus Otto Ideal

Dalam pemahaman terhadap diagram $p - v$ motor bakar torak, perlu dilakukan beberapa idealisasi. Proses yang terjadi (aktual) sejatinya berbeda dengan proses ideal. Idealisasasi pada siklus ideal antara lain:

- 1) Fluida kerja dianggap sebagai gas ideal dengan panas spesifik konstan.
- 2) Langkah hisap merupakan tekanan proses tekanan konstan.
- 3) Langkah kompresi berlangsung secara isentropis.
- 4) Proses pembakaran volume konstan dianggap sebagai proses pemasukan kalor pada volume konstan.
- 5) Langkah ekspansi berlangsung secara isentropis.
- 6) Proses pembuangan kalor dianggap sebagai proses pemasukan kalor pada volume konstan.

- 7) Langkah buang berlangsung pada tekanan konstan.
- 8) Siklus dianggap tertutup artinya siklus berlangsung dengan fluida yang sama.



Gambar 2.3 Diagram P – v dan T – s Siklus Otto Ideal

Adapun penjelasan dari siklusnya sebagai berikut:

- a) Proses 0 – 1 (langkah Hisap)
Menghisap campuran bahan bakar dan udara pada tekanan konstan, katup masuk terbuka dan katup buang tertutup. Campuran bahan bakar dan udara mengalir melalui saluran masuk ke dalam silinder

$$P_0 = P_1$$

- b) Proses 1 – 2 (Kompresi Isentropis)
Katup hisap dan katup buang tertutup, campuran udara dan bahan bakar dimampatkan oleh *piston* yang bergerak ke TMA akibatnya tekanan dan temperatur di dalam silinder menjadi naik menjadi P_2 dan T_2 .

$$P_1 V_1 = m_m R T_1$$

$$\begin{aligned}
V_1 &= V_d + V_c \\
\frac{T_2}{T_1} &= \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \approx T_2 = T_1(r_c)^{k-1} \\
\frac{T_2}{T_1} &= \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \approx P_2 = P_1(r_c)^{k-1} \\
W_{1-2} &= \frac{m_m R(T_2 - T_1)}{(1 - k)} \\
r_c &= \frac{(V_d + V_c)}{(V_c)}
\end{aligned}$$

Dimana:

- P_1 : tekanan pada titik 1 (kPa)
- P_2 : tekanan pada titik 2 (kPa)
- T_1 : temperatur pada titik 1 (K)
- T_2 : temperatur pada titik 2 (K)
- V_1 : volume pada titik 1 (m³)
- V_2 : volume pada titik 2 (m³)
- W_{1-2} : kerja pada siklus 1-2 (kJ)
- m_m : massa campuran gas di dalam siklus (kg)
- r_c : rasio kompresi
- k : c_p/c_v = rasio kalor spesifik

c) Proses 2 – 3 (Proses penambahan kalor pada volume konstan)

$$Q_{2-3} = Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = m_f C_v (T_3 - T_2)$$

$$\frac{P_3}{P_2} = \left(\frac{T_3}{T_2}\right)$$

$$V_2 = V_3$$

$$T_3 = T_{maks} \text{ dan } P_3 = P_{maks}$$

Dimana:

- C_v : panas jenis gas pada volume konstan (kJ/kg.K)
- P_3 : tekanan pada titik 3 (kPa)

Q_{HV} : heating value (kJ/kg)
 Q_{in} : kalor masuk (kJ)
 T_3 : temperatur pada titik 3 (K)
 η_c : efisiensi pembakaran

d) Proses 3 – 4 (Ekspansi Isentropis)

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right) = \left(\frac{1}{r_c}\right)^k$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{1}{r_c}\right)^{k-1}$$

Proses kerja ekspansi pada titik 3 sampai titik 4 dari Siklus Otto merupakan proses isentropis dengan persamaan sebagai berikut:

$$W_{1-2} = \frac{mR(T_4 - T_3)}{(1 - k)}$$

Dimana:

P_4 : tekanan pada titik 4 (kPa)
 T_4 : temperatur pada titik 4 (K)
 V_3 : volume pada titik 3 (m³)
 V_4 : volume pada titik 4 (m³)
 W_{3-4} : kerja pada siklus 3-4 (kJ)

e) Proses 4 – 1 (Proses pembuangan kalor pada volume konstan)

$$Q_{4-1} = Q_{out} = m_m C_v (T_1 - T_4)$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{k-1} = r^{k-1}$$

$$W_{net} = W_{1-2} + W_{3-4}$$

$$V_4 = V_1$$

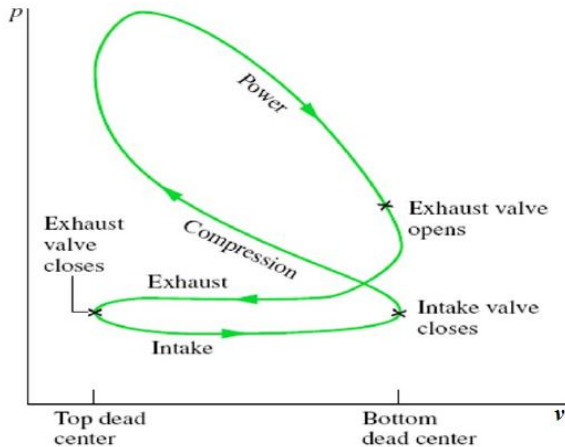
$$\eta_{th} = \frac{W_{nett}}{Q_{in}}$$

Dimana:

Q_{out} : kalor yang dibuang (kJ)
 W_{nett} : kerja netto (kJ)

η_{th} : efisiensi thermal

2.2.3 Siklus Aktual



Gambar 2.4 Diagram Siklus Otto Aktual 4 Langkah

Pada kenyataannya siklus yang terjadi pada tidaklah ideal. Hal ini dikarenakan adanya berbagai kerugian yang terjadi selama proses. Penyebab berbedanya siklus ideal dan aktual karena beberapa hal sebagai berikut:

- 1) Kebocoran yang pasti terjadi pada celah *piston ring* dan katup.
- 2) *Timing* buka tutup katup yang tidak tepat akibat posisi *piston* pada saat TMA dan TMB.
- 3) Fluida kerja bukan merupakan udara yang memenuhi hukum gas ideal.
- 4) Energi masuk yang didapat dari proses pembakaran campuran bahan bakar dan udara tidak tepat pada saat *piston* berada di TMA.
- 5) Proses pembakaran campuran bahan bakar dan udara memerlukan waktu bergantung pada perbandingan

campuran, kesempurnaan campuran bahan bakar dan udara serta *ignition timing*.

- 6) Terjadi kerugian kalor karena proses pendinginan.
- 7) Kerugian energi akibat gesekan antara fluida kerja dengan dinding saluran.

2.2.4 Properti Geometri *S.I.E* 4 Langkah

Parameter yang mendefinisikan dasar-dasar geometri dari *S.I.E* 4 langkah antara lain:

1. *Compression ratio*

$$r_c = \frac{\text{volume silinder maksimum}}{\text{volume silinder minimum}}$$

$$r_c = \frac{v_d + v_c}{v_c} \quad (2.1)$$

2. Rasio diameter *piston* terhadap langkah

$$R_{bs} = \frac{B}{L} \quad (2.2)$$

3. Rasio panjang *connecting rod* terhadap *radius crank*

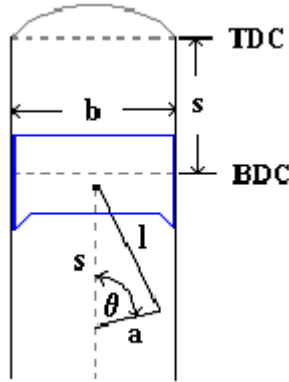
$$R = \frac{l}{a} \quad (2.3)$$

Hubungan antara langkah dan *crank radius*: $L = 2a$

Pada umumnya, *S.I.E* 4 langkah menggunakan nilai r_c pada 8 – 12, B/L antara 0,8 – 1,2 dan R antara 3 – 4.

4. Volume silinder (v) berdasarkan fungsi sudut *crank*

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - s) \quad (2.4)$$



Gambar 2.5 Geometri dasar S.I.E 4 langkah

5. Jarak sumbu *crank* dengan sumbu pin *piston*

$$s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \quad (2.5)$$

Dari persamaan diatas dapat dijabarkan ulang menjadi:

$$V = (1 + \frac{1}{2} + (r_c - 1)[R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}}])xV_c \quad (2.6)$$

6. Luasan area ruang bakar

$$A = A_{ch} + A_p + \pi B(l + a - s) \quad (2.7)$$

Dengan substitusi persamaan 2.5, nilai A dapat menjadi:

$$A = A_{ch} + A_p + \frac{\pi BL}{2} + [R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}}]xV_c$$

7. Kecepatan rata-rata *piston*

$$\hat{S}_p = 2LN \quad (2.8)$$

Sedangkan untuk mendapatkan kecepatan piston sesaat (S_p) di titik manapun menggunakan persamaan:

$$S_p = \left(\frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{(R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}}} \right] \right) \hat{S}_p \quad (2.9)$$

2.2.5 Properti Unjuk Kerja Engine

1. Daya Poros

Pada motor bakar, yang dimaksud dengan daya berguna adalah daya poros (*brake horse power*). Daya poros berasal dari daya indikatif yaitu daya yang dihasilkan oleh ekspansi fluida kerja pada silinder. Sebagian dari daya ini digunakan untuk mengatasi kerugian gesekan. Daya poros dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut:

$$P = 2\pi nT \quad (2.10)$$

Apabila nilai n adalah putaran *crankshaft*, maka:

$$P = \frac{2\pi nT}{60} \quad (2.11)$$

Dimana:

P : daya poros (kW)
 T : momen torsi (N.m)
 n : putaran poros mesin (rpm)

2. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik

Konsumsi bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption*) menyatakan perbandingan antara konsumsi bahan bakar dengan daya yang dihasilkan. Diformulasikan melalui persamaan berikut:

$$S_{fc} = \frac{m_f^*}{P} \quad (2.12)$$

Dimana:

S_{fc} : konsumsi bahan bakar spesifik (mg/J)
 m_f^* : laju aliran massa bahan bakar (gr/s)
 P : daya poros (kW)

3. Tekanan Efektif Rata-rata

Tekanan efektif rata-rata (*mean effective pressure*) merupakan tekanan efektif fluida dalam mendorong *piston* agar terekspansi dan menghasilkan daya mekanis. Dirumuskan dalam persamaan sebagai berikut:

$$MEP = \frac{Px2x10^3}{V_dxn} \quad (2.13)$$

Atau dapat dirumuskan dalam fungsi torsi:

$$MEP = \frac{6,28 \times 2 \times T}{V_d} \quad (2.14)$$

Dimana:

MEP : konsumsi bahan bakar spesifik (kPa)

P : daya poros (kW)

V_d : volume silinder (m^3)

n : putaran mesin (rpm)

T : torsi (N.m)

4. Efisiensi Volumetris

Efisiensi volumetris dapat dirumuskan sebagai persamaan berikut:

$$\eta_v = \frac{2 m_a^*}{\rho_a \times V_d \times n} \times 100\% \quad (2.15)$$

Dimana:

η_v : efisiensi volumetric

m_a^* : laju aliran massa bahan bakar (gr/s)

V_d : volume silinder (m^3)

ρ_{ai} : massa jenis udara ideal pada $T=25^\circ C$

n : putaran mesin (rps)

2.3 Pemodelan pada Lotus Engine Simulation

2.3.1 Combustion Modeling

Pada analisis numerik *S.I.E* menggunakan *software* seperti *Lotus Engine Simulation* (LES) menggunakan beberapa persamaan yang memodelkan proses pembakaran yang terjadi. Terdapat 2 jenis pemodelan empirik pembakaran yaitu *single wiebe function* dan *double wiebe function* yang digunakan untuk memprediksi karakteristik pembakaran yang terjadi pada *S.I.E* dengan akurat. Baik *single wiebe function* maupun *double wiebe function* dinyatakan dalam *mass fraction burned* (MFB) vs *crank angle degree* (CAD). MFB adalah jumlah massa yang terbakar pada CAD tertentu dibandingkan dengan total massa yang masuk ke ruang bakar. Sedangkan CAD adalah derajat *crankshaft*

dengan referensi awal derajat saat terjadi percikan bunga api dari busi.

a) *Single Wiebe Function*

Profil *mass fraction burned* (MFB) fungsi *crank angle degree* (CAD) merepresentasikan karakter pembakaran yang cukup baik terhadap proses pembakaran serta durasi pada *S.I.E.* Mulanya, laju pembakaran bahan bakar – udara meningkat dengan cepat dari nilai yang rendah mengikuti percikan bunga api dari busi hingga nilai maksimum, yaitu sekitar setengah dari proses pembakaran keseluruhan dan kemudian menurun mendekati nilai nol di akhir proses. Definisi berikut digunakan dalam mengidentifikasi aspek pelepasan energy pada proses pembakaran:

- *Flame Development Angle*, $\Delta\theta_d$. merupakan interval dalam CAD antara awal mula percikan bunga api busi hingga waktu ketika sejumlah fraksi campuran bahan bakar – udara terbakar atau ketika sejumlah kecil fraksi energi kimia bahan bakar dilepas. Biasanya $\Delta\theta_d$ bernilai sekitar 10% dari keseluruhan proses pembakaran walaupun ada juga sejumlah kalangan yang menggunakan nilai 1% dan 5%. $\Delta\theta_d$ biasanya juga disebut dengan *ignition delay*.
- *Rapid Burning Angle*, $\Delta\theta_b$. didefinisikan sebagai interval dalam CAD yang dibutuhkan untuk membakar sebagian besar campuran bahan bakar - udara. Dengan kata lain, $\Delta\theta_b$ dimulai di akhir periode *flame development* (pada MFB sekitar 10%) dan berakhir pada akhir periode serta berakhir pada akhir periode *flame propagation* (pada MFB sekitar 90%).
- *Overall Burning Angle*, $\Delta\theta$. Didefinisikan sebagai durasi total proses pembakaran. $\Delta\theta$ merupakan penjumlahan dari $\Delta\theta_d$ dan $\Delta\theta_b$.

MFB pada *single wiebe function* didefinisikan sebagai berikut:

$$x_b = 1 - \exp\left(-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right) \quad (2.16)$$

Sedangkan *burn rate* merupakan diferensiasi dari persamaan MFB yaitu:

$$\frac{dx_b(\theta)}{d\theta} = \frac{a(m+1)}{\Delta\theta} \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^m e^{-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}} \quad (2.17)$$

Untuk mendapatkan nilai MFB melalui parameter fisik, *burn rate angle*, yang digunakan yaitu *flame development angle* ($\Delta\theta_d$) yang berada pada kisaran 0 – 10% MFB dan *rapid burn angle* ($\Delta\theta_b$) yang berada di kisaran 10 – 85% MFB. Parameter *burn angle* mempunyai relasi langsung terhadap parameter di dalam *single wiebe function*. Jika $\Delta\theta$ diketahui, maka *shape factor* menjadi:

$$m = \frac{\ln(\ln(1 - 0.1) - \ln(1 - 0.85))}{\ln \theta_d - \ln(\theta_d + \theta_b)} - 1 \quad (2.18)$$

Dan

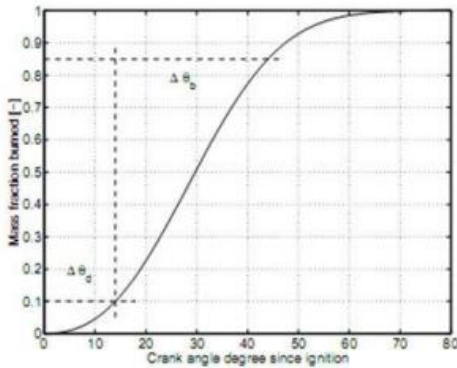
$$a = -\left(\frac{\Delta\theta}{\theta_d}\right)^{m+1} \ln(1 - 0.1) \quad (2.19)$$

Harga *shape factor* yang biasa dan luas digunakan dalam analisis adalah $a = 5$ dan $m = 2$. Tipikal harga parameter yang terkait dengan sudut (θ_{ig} , $\Delta\theta_d$ dan $\Delta\theta_b$) adalah sebagai berikut:

Tabel 2.2 Tipikal Harga Parameter Untuk θ_{ig} , $\Delta\theta_d$ dan $\Delta\theta_b$

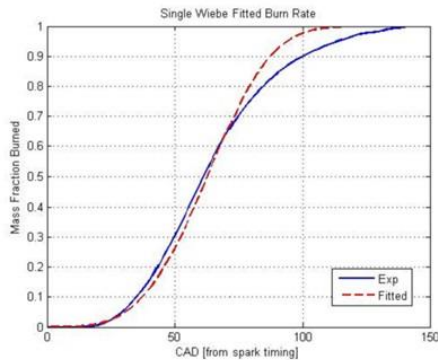
θ_{ig}	$\Delta\theta_d$	$\Delta\theta_b$
$(-30^\circ) - 0^\circ$	$15^\circ - 40^\circ$	$10^\circ - 50^\circ$

Keuntungan menggunakan *single wiebe function* adalah terdapat dua parameter yaitu a dan m yang perlu dioptimalkan agar mendekati *burn rate* hasil eksperimen. Awal dari pembakaran dapat diasumsikan ketika *ignition time* dari busi yang memercikkan api pembakaran sedangkan durasi pembakaran dapat diketahui dari hasil *burn rate* eksperimen.

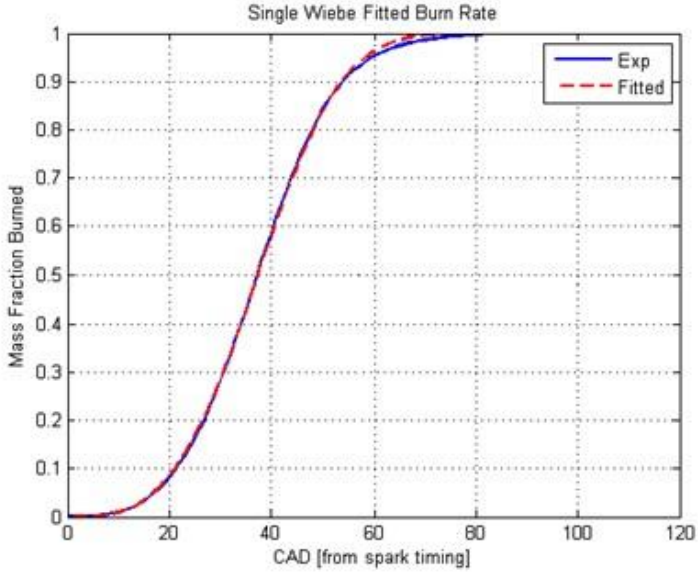


Gambar 2.6 Profil MFB Dengan *Flame Development Angle* (θ_d) dan *Rapid Burn Angle* (θ_b)

Dari gambar 2.6 diketahui bahwa kurva MFB hasil eksperimen dan hasil pemodelan dengan *single wiebe function* untuk kondisi operasi dengan *overlap* katup hisap dan katup buang yang minimum sebesar 2 CAD. Kurva hasil pemodelan bahkan berhimpit dengan kurva hasil eksperimen karena *overlap* kedua katup yang minimum menghasilkan residual yang minimum pula.



Gambar 2.7 *Burn Rate* Hasil Eksperimen dan Hasil Pemodelan *Single Wiebe Function* yang Cocok Untuk Kondisi Operasi Dengan *Overlap* Katup Hisap dan Buang yang Kecil (2 CAD)



Gambar 2.8 *Burn Rate* Hasil eksperimen dan Hasil Pemodelan *Single Wiebe Function* yang Tidak Cocok Untuk Kondisi Operasi dengan *Overlap* Katup Hisap dan Buang yang Besar (52 CAD)

b) *Double Wiebe Function*

MFB pada *double wiebe function* dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$x_b = (1 - a_{wall}) \left\{ 1 - \exp \left(-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right) \right\} + a_{wall} \left\{ 1 - \exp \left(-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right) \right\} \quad (2.20)$$

Double wiebe function memiliki parameter yang lebih banyak daripada *single wiebe function* sehingga sulit untuk mencari korelasi antara parameter yang tidak diketahui dengan parameter fisik. Karena itu perlu teknik regresi dan *mapping* yang lebih banyak dibandingkan dengan *single wiebe function* sehingga memungkinkan terjadinya *numerical error* yang lebih besar. Hal ini merupakan kelemahan dari *double wiebe function*.

2.3.2 Heat Transfer Equation

Dalam memodelkan perpindahan panas pada *S.I.E, Lotus Engine Simulation* menggunakan beberapa persamaan antara lain *Eichelberg, Annand* dan *Woschni*.

a) *Eichelberg*

Berikut adalah persamaan empiric *Eichelberg* guna menentukan koefisien *heat transfer* konveksi:

$$h_c = 2,1 C_m^{\frac{2}{3}} (pT)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Ganesan}) \quad (2.21)$$

$$h_c = 2,43 C_m^{\frac{1}{3}} (pT)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Stone}) \quad (2.22)$$

b) *Annand*

Berikut adalah persamaan empirik *Annand* untuk menentukan koefisien *heat transfer* konveksi:

$$h_c = a \left(\frac{\lambda}{B} \right) Re^{0,7} + \frac{C}{T - T_w} x \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] (\text{Ganesan}) \quad (2.23)$$

$$h_c = a \left(\frac{\lambda}{B} \right) Re^{0,7} + \frac{C}{T - T_w} (T - T_w) \quad (\text{Stone}) \quad (2.24)$$

Dimana,

- B : diameter *bore* silinder (m)
- p : tekanan silinder (bar)
- T : temperature kerja fluida (K)
- T_w : temperature *inner wall* silinder (K)
- Z : kecepatan fluida kerja (m/s)
- C_m : kecepatan *piston* rata-rata (m/s)
- λ : konduktivitas termal gas (kJ/s.m/K)
- Re : bilangan *Reynold*

Stone merekomendasikan,

- $0,25 < a < 0,8$
- $C = 0,075a$ untuk *S.I.E*
- α adalah konstanta *Stefan-Boltzmann* yaitu $5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}$

Ganesan merekomendasikan,

- $0,35 < a < 0,8$. Harga a meningkat dengan naiknya RPM.

- C berharga 0 untuk langkah kompresi pada *S.I.E* dan 0,37 untuk langkah lainnya (hisap, daya dan buang).

c) **Woschni**

Berikut adalah persamaan empirik *Woschni* untuk menentukan koefisien *heat transfer* konveksi:

$$h = 129,8 p^{0,8} u^{0,8} B^{-0,2} T^{-0,55} \quad (2.25)$$

$$u = C_1 \tilde{V}_p + C_2 \frac{V_s T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \quad (2.26)$$

Dimana,

V_s : *volume displacement*

V_r , T_r , dan p_r merupakan property referensi. Misalkan kita input nilai V_r , T_r , dan p_r pada *intake manifold*.

Nilai untuk C_1 dan C_2 yang direkomendasikan oleh *Annand*,

- Untuk langkah *gas exchange* (hisap dan buang) > $C_1 = 6,18$; $C_2 = 0$
- Untuk langkah kompresi > $C_1 = 2,28$; $C_2 = 0$
- Untuk langkah pembakaran dan ekspansi > $C_1 = 2,28$; $C_2 = 3,24 \times 10^{-3}$

2.4 Basudewo *Ethanol Car*

Basudewo *ethanol car* merupakan mobil hasil riset mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri mengenai mobil berbahan bakar ethanol. Riset ini telah dilakukan semenjak tahun 2012 hingga sekarang dan dalam pengembangannya, tiap tahunnya mengalami peningkatan yang signifikan. Pada tahun pertama *engine* yang digunakan berkapasitas 96,8 cc dengan sistem pemasukan karburator. Pada riset selanjutnya dilakukan pembaruan signifikan pada seluruh komponen mobil dan pada *engine* ditingkatkan kapasitasnya menjadi 100,4 cc dengan sistem pemasukan injeksi.

Basudewo *ethanol car* ikut serta dalam ajang Kontes Mobil Hemat Energi yang dulunya bernama *Indonesia Energy*

Marathon Challenge. Pada perlombaan ditahun 2012 dengan Mobil Basudewo 1 mendapat hasil efisiensi bahan bakar sebesar 100,1 km/L. Sedangkan pada perlombaan tahun 2014 dengan Mobil Basudewo 3 Evo mendapat hasil efisiensi bahan bakar sebesar 70 km/L.



Gambar 2.9 Basudewo 1

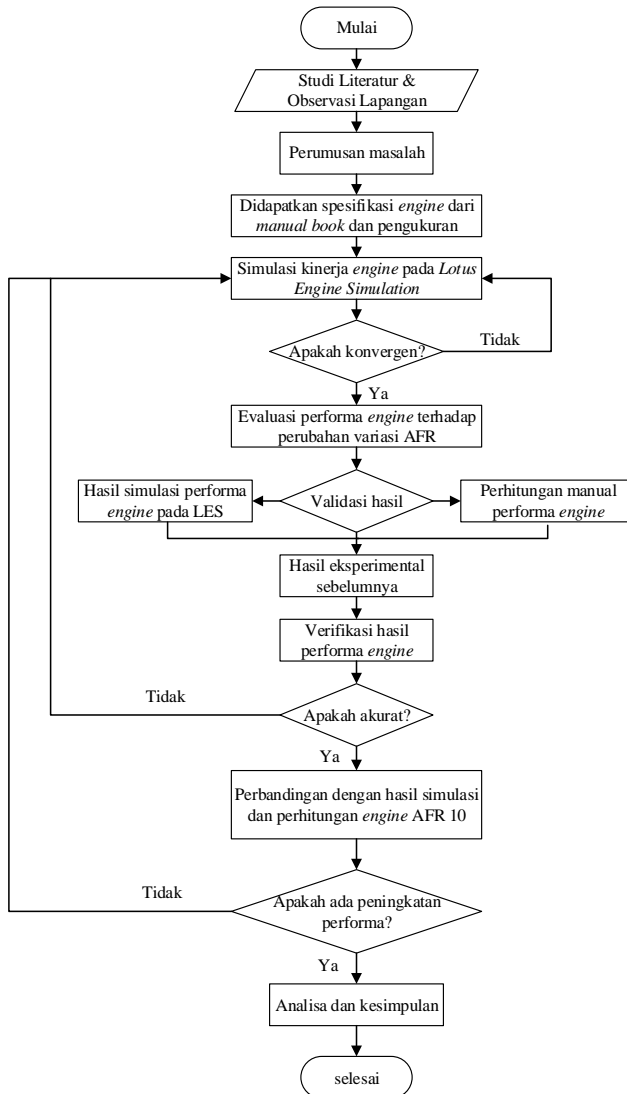


Gambar 2.10 Basudewo 3 Evo

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

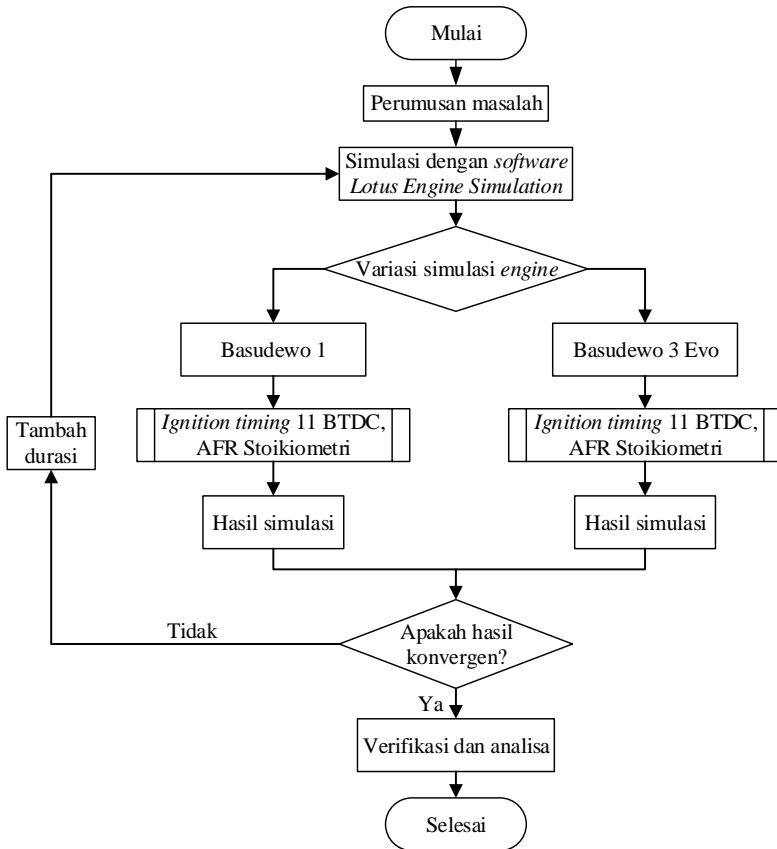
BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Penelitian



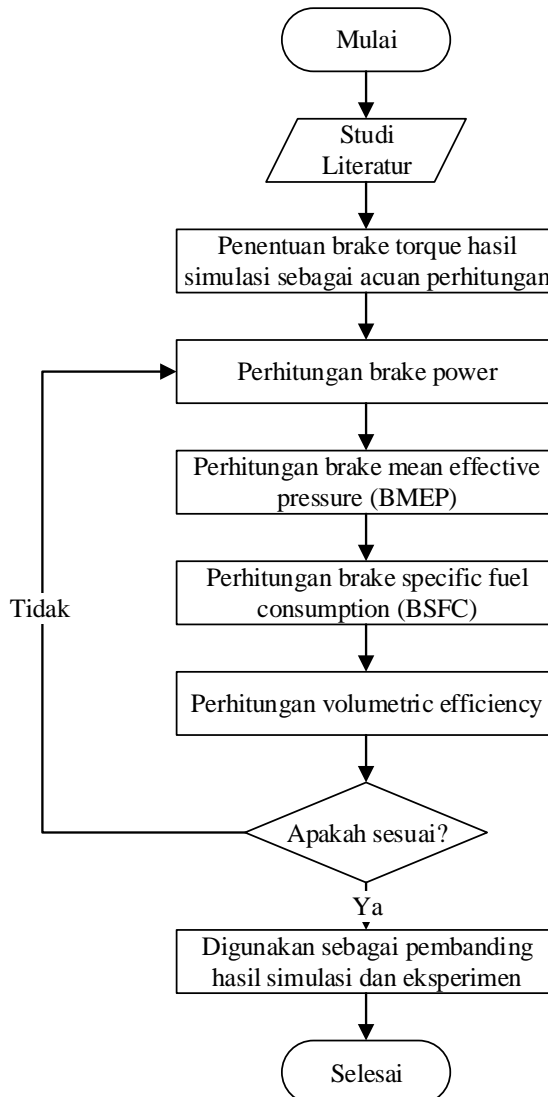
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Diagram Alir Simulasi Performa *Engine* pada LES



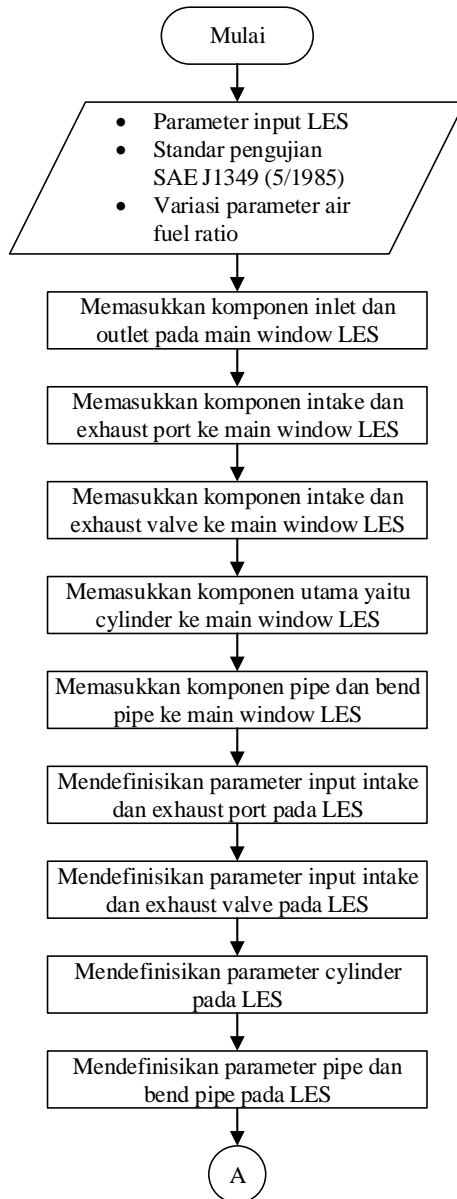
Gambar 3.2 Diagram Alir Simulasi Performa *Engine* pada LES

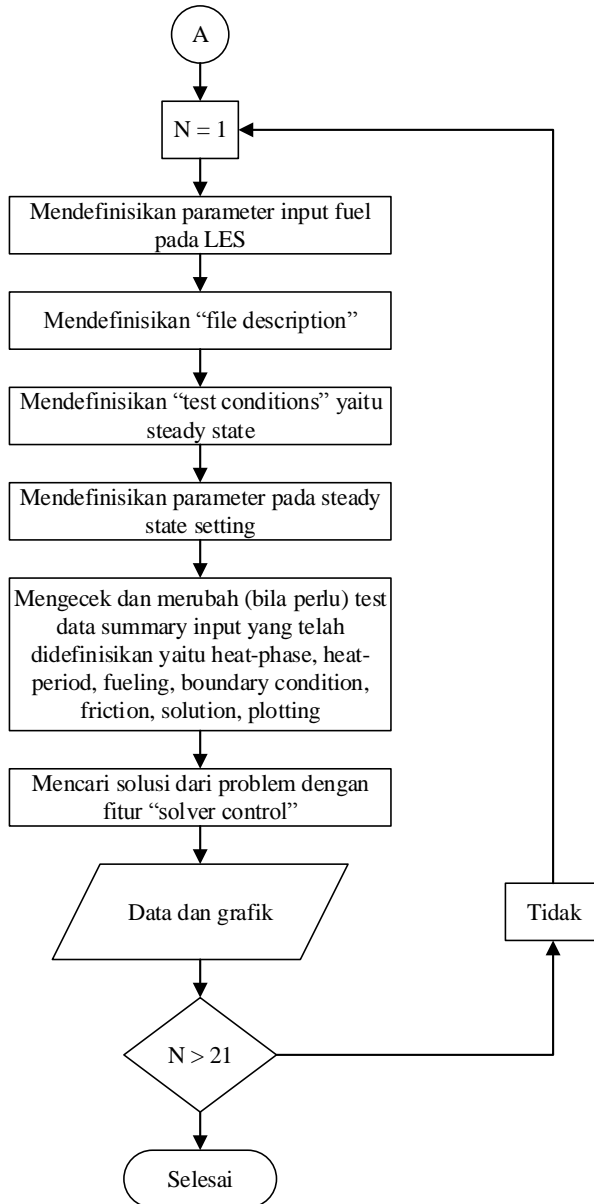
3.3 Diagram Alir Perhitungan Manual Performa *Engine*



Gambar 3.3 Diagram Alir Perhitungan Manual Performa *Engine*

3.4 Diagram Alir Pemodelan pada LES





Gambar 3.4 Diagram Alir Pemodelan pada LES

3.5 Metodologi Analisa Performa *Engine*

Proses pengerjaan penelitian tugas akhir ini dilakukan melalui beberapa tahapan sesuai dengan diagram alir sebagai berikut:

a. Studi Literatur dan Observasi Lapangan

Dilakukan untuk mencari literatur yang sesuai dengan penelitian dan memberi pemahaman pada penulis mengenai referensi serta data-data yang komprehensif sebagai langkah awal dalam pengerjaan penelitian.

b. Pengambilan Data

Dilakukan guna mencari data input analisa performa *engine*. Pengambilan data dilakukan dengan pengukuran dimensi komponen *engine* serta menentukan parameter *engine* lainnya yang sesuai dengan parameter yang dibutuhkan *Lotus Engine Simulation*. Dalam hal ini, pengambilan data *engine* didapat melalui pengukuran manual maupun dari *manual book* yang dikeluarkan oleh pabrikan serta menggunakan fitur *concept tool* guna menentukan parameter yang belum diketahui pada LES.

c. Perumusan Masalah

Setelah dilakukan studi literatur dan observasi lapangan, didapatkan banyak informasi dan permasalahan. Permasalahan yang timbul antara lain variasi *air fuel ratio* yang digunakan bagaimana pengaruhnya terhadap performa *engine*.

d. Simulasi Kinerja *Engine* pada *Lotus Engine Simulation*

Pada simulasi kinerja *engine* pada *Lotus Engine Simulation* didapatkan hasil berupa grafik dan data meliputi *brake torque*, *brake power*, *brake mean effective pressure*, *brake specific fuel consumption* dan *volumetric efficiency*. Namun yang lebih ditekankan pada penelitian kali ini adalah perbandingan nilai konsumsi bahan bakar pada tiap simulasi.

e. Validasi dan Verifikasi Hasil Performa Engine

Pada tahapan ini dilakukan penyesuaian hasil simulasi menggunakan *Lotus Engine Simulation* berupa data dan grafik dengan perhitungan manual maupun hasil eksperimental sebelumnya. Apabila hasil simulasi belum memenuhi, maka perlu dilakukan pemodelan ulang serta melakukan analisa dan koreksi pada data inputnya.

f. Kesimpulan dan Saran

Tahap terakhir adalah pengambilan kesimpulan berdasarkan hasil penelitian yang dilakukan guna menjawab permasalahan yang dibahas serta memberikan saran guna menyempurnakan penelitian ini untuk memberikan perbaikan pada penelitian selanjutnya.

3.6 Data Input *Lotus Engine Simulation*

3.6.1 Data Input Engine

3.6.1.1 Silinder

Data dimensi silinder dari *engine* didapat melalui data pada *design report* maupun pengukuran secara manual pada komponen *engine*. Berikut data dimensi yang diperoleh:

Tabel 3.1 Data Dimensi Silinder

Parameter	Basudewo 1	Basudewo 3 Evo
Bore (mm)	47,1	47
Stroke (mm)	55,6	57,9
Connecting Rod Length (mm)	100	100
Pin Off-Set (mm)	0	0
Compression Ratio	12,5 : 1	13,2 : 1

3.6.1.2 Intake Manifold

Dikarenakan *intake manifold* yang digunakan merupakan standar pabrikan, maka data dimensi *intake manifold* didapat dari *manual book* Honda Revo 110cc dan Honda Blade FI 125cc. Berikut data dimensi yang diperoleh:

Tabel 3.2 Data Dimensi Intake Manifold

Parameter	Basudewo 1		Basudewo 3 Evo	
	Bend Pipe	Straight Pipe	Bend Pipe	Straight Pipe
Total Length (mm)	68	36,3	56,2	18,3
Start Diameter (mm)	21,06	18	22	22
End Diameter (mm)	18	18	18	22
Bend Angle (mm)	95,13	-	32,7	-
Bend Radius (mm)	35,51	-	50,45	-
Wall Thick (mm)	2,1	2,1	2,1	2,1
Material	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron

3.6.1.3 Port Intake dan Exhaust

Dikarenakan *port intake* dan *exhaust* merupakan standar pabrikan, maka dimensi *port intake* dan *exhaust* didapat melalui *manual book* Honda Revo 110cc dan Honda Blade FI 125cc. Berikut data dimensi yang diperoleh:

Tabel 3.3 Data Dimensi Port Intake dan Exhaust

Parameter	Basudewo 1	Basudewo 3 Evo
<i>Valve throat intake</i> (mm)	18	22
<i>Valve throat exhaust</i> (mm)	20	20

3.6.1.4 Katup *Intake* dan *Exhaust*

Dikarenakan katup *intake* dan *exhaust* yang digunakan merupakan standar pabrikan, maka data dimensi katup *intake* maupun *exhaust* didapat melalui *manual book* Honda Revo 110cc dan Honda Blade FI 125cc. Berikut adalah data dimensi yang diperoleh:

Tabel 3.4 Data Dimensi Katup *Intake* dan *Exhaust*

	Basudewo 1		Basudewo 3 Evo	
	Intake Valve	Exhaust Valve	Intake Valve	Exhaust Valve
Valve Open (deg)	5	34	5	37
Valve Closed (deg)	30	0	22	-3
Dwell at Max (deg)	0	0	0	0
Max Lift (mm)	8,5	8,5	8,5	8,5

3.6.1.5 *Silencer*

Silencer yang digunakan pada Basudewo 1 adalah *silencer* standar Honda Revo 110cc dengan data spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 3.5 Dimensi *Silencer* Basudewo 1

	<i>Straight Pipe</i> 3	<i>Bend Pipe</i> 4	<i>Straight Pipe</i> 5	<i>Bend Pipe</i> 6	<i>Straight Pipe</i> 7	<i>Straight Pipe</i> 8
<i>Total Length (mm)</i>	30	50	120	55	100	10
<i>Start Diameter (mm)</i>	22	20	20	25	25	35

<i>End Diameter (mm)</i>	20	20	25	25	35	20
<i>Bend Angle (deg)</i>		90		45		
<i>Bend Radius (mm)</i>		31		35,01		
<i>Wall Thick (mm)</i>	2	2	2	1	1	1
<i>Material</i>	<i>AISI 304</i>	<i>AISI 304</i>	<i>AISI 304</i>	<i>AISI 304</i>	<i>AISI 304</i>	<i>AISI 304</i>

Silencer yang digunakan pada Basudewo 3 Evo adalah *silencer* standar Honda Blade FI 125cc modifikasi data spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 3.6 Dimensi *Silencer* Basudewo 3 Evo

	<i>Total Length (mm)</i>	<i>Start Diameter (mm)</i>	<i>End Diameter (mm)</i>	<i>Bend Angle (deg)</i>
<i>Straigth Pipe 3</i>	50	25	20	-
<i>Bend Pipe 4</i>	80	20	20	90
<i>Straigth Pipe 5</i>	105	20	20	-
<i>Bend Pipe 6</i>	90	20	20	45
<i>Straigth Pipe 7</i>	120	20	20	-
<i>Bend Pipe 8</i>	55	20	25	45
<i>Straight Pipe 9</i>	20	25	35	-

<i>Straight Pipe 10</i>	10	35	20	-
	<i>Bend Radius (deg)</i>	<i>Wall Thick (mm)</i>	<i>Material</i>	
<i>Straight Pipe 3</i>	-	2	<i>AISI 304</i>	
<i>Bend Pipe 4</i>	31	2	<i>AISI 304</i>	
<i>Straight Pipe 5</i>	-	2	<i>AISI 304</i>	
<i>Bend Pipe 6</i>	35,01	2	<i>AISI 304</i>	
<i>Straight Pipe 7</i>	-	1	<i>AISI 304</i>	
<i>Bend Pipe 8</i>	35,01	1	<i>AISI 304</i>	
<i>Straight Pipe 9</i>	-	1	<i>AISI 304</i>	
<i>Straight Pipe 10</i>	-	1	<i>AISI 304</i>	

3.6.1.6 Fuel and Fuel System

Bahan bakar yang digunakan dalam simulasi penelitian *engine* Basudewo 1 dan Basudewo 3 Evo ini adalah ethanol dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 3.7 Spesifikasi Fuel and Fuel System

Spesifikasi	Basudewo 1	Basudewo 3 Evo
<i>Fuel type</i>	Ethanol	Ethanol
<i>Fuel system</i>	<i>Carburettor</i>	<i>Port injection</i>
LHV (kJ/kg)	26900	26900
<i>Density (kg/L)</i>	0,789	0,789
<i>H/C ratio fuel (molar)</i>	3,0004	3,0004
<i>O/C ratio fuel (molar)</i>	0,5	0,5

<i>Molecular mass</i> (kg/kmol)	46,068	46,068
<i>Maldistribution factor</i>	1	1

3.6.2 Boundary Condition

3.6.2.1 Boundary Condition Basudewo 1

Simulasi dilakukan dalam keadaan *steady state* sesuai dengan standar pengujian SAE J 1349 (8/2004) dengan data input *engine* Honda Revo 110cc modifikasi dan menggunakan bahan bakar ethanol. *Combustion model* yang digunakan adalah *Single Wiebe* dan model *engine heat transfer* yang digunakan adalah *Woschni*. Berikut adalah parameter input yang digunakan sebagai dasar simulasi:

Tabel 3.8 Data Kondisi Pengujian Engine Basudewo 1

Kondisi Pengujian (Test Data)		Referensi
<i>Heat-Phase</i> (Kondisi ketika fraksi bahan bakar terbakar 50%)	11 ATDC	LES help
<i>Heat-Period</i> (Durasi pembakaran yang mulai dihitung saat fraksi bahan bakar terbakar 10% hingga 90%)	<i>Default Combustion Duration</i>	<i>Default</i>
<i>Fueling</i>		
<i>Comb. Efficiency</i>	0.65	
<i>Mal-Distribution Factor</i>	1	LES help
<i>Equivalence Ratio</i>	0.999964	Kalkulasi LES
<i>Boundary Conditions</i>		
<i>Relative Humidity</i>	30%	SAE J 1349
<i>Ambient Air Pressure</i> (Bas abs)	0.99	SAE J 1349

<i>Ambient Air Temperature</i>	24.85°C	SAE J 1349
<i>Friction</i>		
<i>User Defined FMEP (bar)</i>	1.2201	Kalkulasi LES
<i>Solution</i>		
<i>Crankshaft max. angle step sizes</i>		
<i>When inlet ex. open (deg)</i>	0.50	<i>Default</i>
<i>When only inlet or ex. open (deg)</i>	0.50	<i>Default</i>
<i>When all valves are closed (deg)</i>	0.50	<i>Default</i>
<i>Default Defined Cycle Limits</i>		
<i>No. cycles before convergence check</i>	4	<i>Default</i>
<i>Max. no. cycles for simulation job</i>	10	<i>Default</i>
<i>Cycles no. from which result are written</i>	10	<i>Default</i>
<i>Plotting (User Defined)</i>		
<i>Cyl. Option</i>	<i>Cyl + Gas + HT + Scavange Stored</i>	<i>Default</i>
<i>Flow Opt.</i>	<i>All flow data stored</i>	<i>Default</i>
<i>Plenum Opt.</i>	<i>Plenum + Gas + HT Stored</i>	<i>Default</i>
<i>Turbine Opt.</i>	<i>Turbine data stored</i>	<i>Default</i>
<i>Pipe Opt.</i>	<i>All pipe data stored</i>	<i>Default</i>

Tabel 3.9 Data Dimensi Komponen *Inlet* Basudewo 1

<i>Intake Port</i>		Referensi
<i>No. Of Valve</i>	1	<i>Manual book</i> Honda Revo 110cc
<i>Valve Throat Dia.</i> (mm)	18.65	<i>Manual book</i> Honda Revo 110cc
<i>Port Type</i>	<i>User Curve</i> (common)	<i>Default</i>
<i>Port Data</i>	-	-
<i>Intake Valve</i>		Referensi
<i>Valve Open</i> (deg)	5 BTDC	<i>Manual book</i> Honda Revo 110cc
<i>Valve Close</i> (deg)	30 ABDC	<i>Manual book</i> Honda Revo 110cc
<i>Dwell at Max</i> (deg)	0	-
<i>Max Lift</i> (mm)	8.5	<i>Manual book</i> Honda Revo 110cc
<i>MOP</i> (deg)	102.48	Nilai tengah durasi bukaan katub
<i>Lift Opt.</i>	<i>Fast Lift</i> <i>Polynomial Lift</i> <i>Coeff.</i>	<i>Default</i>
<i>Lift Opt. Data</i>	-	-
<i>Data Action</i> (dep.var)	<i>Scale</i>	-
<i>Opening Lash</i> (mm_dep.var)	0	-
<i>Closing Lash</i> (mm_dep.var)	0	-
<i>Valve Event</i> <i>Display</i>	-	-
<i>Valve Timing</i> <i>Display</i>	-	-
<i>Harness Connector</i>	<i>Off</i>	-
<i>Model Opt.</i>	<i>Static</i>	-

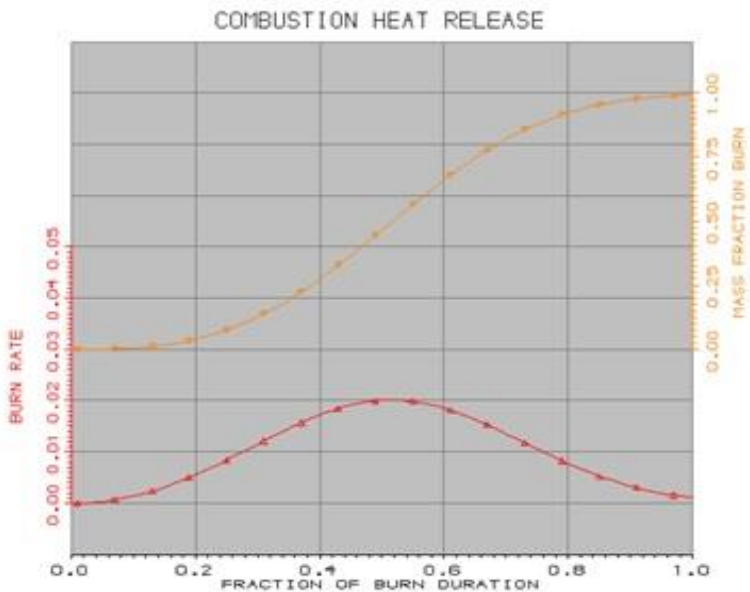
<i>Dynamic Model Data</i>	<i>None</i>	-
---------------------------	-------------	---

Tabel 3.10 Data Dimensi *Engine* dan Persamaan Numerik Simulasi Basudewo 1

<i>Cylinder</i>		Referensi
<i>Bore</i> (mm)	47.1	<i>Design Report</i> Basudewo 1
<i>Stroke</i> (mm)	55.6	<i>Design Report</i> Basudewo 1
<i>Cyl. Swept Vol.</i> (l_Dep.Var)	0.09687	Kalkulasi LES
<i>Tot. Swept Vol.</i> (l_Dep.Var)	0.09687	Kalkulasi LES
<i>Con-rod Length</i> (mm)	100	<i>Manual book</i> Honda Revo 110cc
<i>Pin Off-Set</i> (mm)	0	<i>Manual book</i> Honda Revo 110cc
<i>Comp. Ratio</i>	12.5	<i>Design Report</i> Basudewo 1
<i>Clearence Vol.</i> (l_Dep.Var)	0.008424	Kalkulasi LES
<i>Phase</i> (ATDC)	0	<i>Default</i>
<i>Combustion Model</i>	<i>Single Wiebe</i>	
<i>A Constant</i>	5	[4]
<i>M Constant</i>	2	[4]
<i>Comb. Heat Release Graph</i>	Gambar 4.1	
<i>Open Cycle HT</i>	<i>Woschni (Default)</i>	
<i>A Constant</i>	3.26	<i>Default</i>
<i>B Constant</i>	9.12	<i>Default</i>
<i>C Constant</i>	0.834	<i>Default</i>

SR	0	Default
Closed Cycle HT	Woschni (Default)	
A Constant	3.26	Default
B Constant	4.56	Default
C Constant	0.616	Default
D Constant	0.00324	Default
G Constant	1.33	Default
SR	0	Default
Surface Area	User Defined	
Head/Bore (Ratio)	1.2	Default
Piston/Bore (Ratio)	1.1	Default
Exp. Liner	2.2	Default
No. of Liner Segment	40	Default
Surface Temp.	User Defined	
Cyl. Head (mm ² .K/W)	0.222	[5]
Piston (mm ² .K/W)	0.133	[5]
Liner (mm ² .K/W)	0.0158	[5]
Head Coolant Temp. (°C)	35	Default
Liner Coolant Temp. (°C)	35	Default
Scavenge Cylinder	Blair Scavenge Model	
A Constant	0.2	Default
B Constant	0.7	Default
C Constant	0	Default
Transient Data	-	-
Cly. Axis Angle (deg)	-	-

<i>Piston Mass (Kg)</i>	-	-
<i>Piston-Pin Mass (Kg)</i>	-	-
<i>Con-Rod Rot. Mass (Kg)</i>	-	-
<i>Con-Rod Recip. Mass (Kg)</i>	-	-
<i>Con-Rod Inertia (Kg)</i>	-	-
<i>Piston Motion</i>	-	-
<i>Motion Type</i>	<i>Standard Slider Crank</i>	-

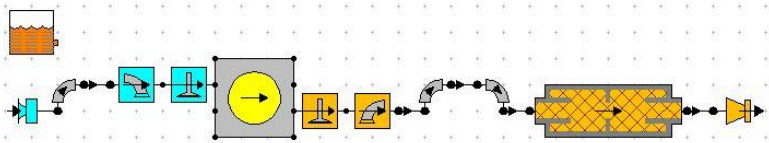


Gambar 3.5 Profil Mass Fraction Burned Basudewo 1

Tabel 3.11 Data Dimensi Komponen *Exhaust* Basudewo 1

<i>Intake Port</i>		Referensi
<i>No. Of Valve</i>	1	<i>Manual book</i> Honda Revo 110cc
<i>Valve Throat Dia.</i> (mm)	22	<i>Manual book</i> Honda Revo 110cc
<i>Port Type</i>	<i>User Curve</i> (common)	<i>Default</i>
<i>Port Data</i>	-	-
<i>Intake Valve</i>		Referensi
<i>Valve Open</i> (deg)	34 BBDC	<i>Manual book</i> Honda Revo 110cc
<i>Valve Close</i> (deg)	0 ATDC	<i>Manual book</i> Honda Revo 110cc
<i>Dwell at Max</i> (deg)	0	-
<i>Max Lift</i> (mm)	8.5	<i>Manual book</i> Honda Revo 110cc
<i>MOP</i> (deg)	-107	Nilai tengah durasi bukaan katub
<i>Lift Opt.</i>	<i>Fast Lift</i> <i>Polynomial Lift</i> <i>Coeff.</i>	<i>Default</i>
<i>Lift Opt. Data</i>	-	-
<i>Data Action</i> (dep.var)	<i>Scale</i>	-
<i>Opening Lash</i> (mm_dep.var)	0	-
<i>Closing Lash</i> (mm_dep.var)	0	-
<i>Valve Event</i> <i>Display</i>	-	-
<i>Valve Timing</i> <i>Display</i>	-	-
<i>Harness Connector</i>	<i>Off</i>	-
<i>Model Opt.</i>	<i>Static</i>	-

<i>Dynamic Model Data</i>	<i>None</i>	-
---------------------------	-------------	---



Gambar 3.6 Layout Pemodelan Engine Basudewo 1 pada LES

3.6.2.2 Boundary Condition Basudewo 3 Evo

Simulasi dilakukan dalam keadaan *steady state* sesuai dengan standar pengujian SAE J 1349 (8/2004) dengan data input engine Honda Blade FI 125cc modifikasi dan menggunakan bahan bakar ethanol. *Combustion model* yang digunakan adalah *Single Wiebe* dan model *engine heat transfer* yang digunakan adalah *Woschni*. Berikut adalah parameter input yang digunakan sebagai dasar simulasi:

Tabel 3.12 Data Kondisi Pengujian Engine Basudewo 3 Evo

Kondisi Pengujian (Test Data)		Referensi
<i>Heat-Phase</i> (Kondisi ketika fraksi bahan bakar terbakar 50%)	11 ATDC	LES help
<i>Heat-Period</i> (Durasi pembakaran yang mulai dihitung saat fraksi bahan bakar terbakar 10% hingga 90%)	<i>Default Combustion Duration</i>	<i>Default</i>
Fueling		
<i>Comb. Efficiency</i>	0.65	
<i>Mal-Distribution Factor</i>	1	LES help
<i>Equivalence Ratio</i>	0.999964	Kalkulasi LES

Boundary Conditions		
<i>Relative Humidity</i>	30%	SAE J 1349
<i>Ambient Air Pressure (Bas abs)</i>	0.99	SAE J 1349
<i>Ambient Air Temperature</i>	24.85°C	SAE J 1349
Friction		
<i>User Defined FMEP (bar)</i>	1.2201	Kalkulasi LES
Solution		
<i>Crankshaft max. angle step sizes</i>		
<i>When inlet ex. open (deg)</i>	0.50	<i>Default</i>
<i>When only inlet or ex. open (deg)</i>	0.50	<i>Default</i>
<i>When all valves are closed (deg)</i>	0.50	<i>Default</i>
Default Defined Cycle Limits		
<i>No. cycles before convergence check</i>	4	<i>Default</i>
<i>Max. no. cycles for simulation job</i>	10	<i>Default</i>
<i>Cycles no. from which result are written</i>	10	<i>Default</i>
Plotting (User Defined)		
<i>Cyl. Option</i>	<i>Cyl + Gas + HT + Scavange Stored</i>	<i>Default</i>
<i>Flow Opt.</i>	<i>All flow data stored</i>	<i>Default</i>
<i>Plenum Opt.</i>	<i>Plenum + Gas + HT Stored</i>	<i>Default</i>
<i>Turbine Opt.</i>	<i>Turbine data stored</i>	<i>Default</i>

<i>Pipe Opt.</i>	<i>All pipe data stored</i>	<i>Default</i>
------------------	---------------------------------	----------------

Tabel 3.13 Data Dimensi Komponen *Inlet* Basudewo 3 Evo

<i>Intake Port</i>		Referensi
<i>No. Of Valve</i>	1	<i>Manual book Honda Blade FI 125cc</i>
<i>Valve Throat Dia. (mm)</i>	18.65	<i>Manual book Honda Blade FI 125cc</i>
<i>Port Type</i>	<i>User Curve (common)</i>	<i>Default</i>
<i>Port Data</i>	-	-
<i>Intake Valve</i>		Referensi
<i>Valve Open (deg)</i>	5 BTDC	<i>Manual book Honda Blade FI 125cc</i>
<i>Valve Close (deg)</i>	22 ABDC	<i>Manual book Honda Blade FI 125cc</i>
<i>Dwell at Max (deg)</i>	0	-
<i>Max Lift (mm)</i>	8.5	<i>Manual book Honda Blade FI 125cc</i>
<i>MOP (deg)</i>	98.48	Nilai tengah durasi bukaan katup
<i>Lift Opt.</i>	<i>Fast Lift Polynomial Lift Coeff.</i>	<i>Default</i>
<i>Lift Opt. Data</i>	-	-
<i>Data Action (dep.var)</i>	<i>Scale</i>	-
<i>Opening Lash (mm_dep.var)</i>	0	-

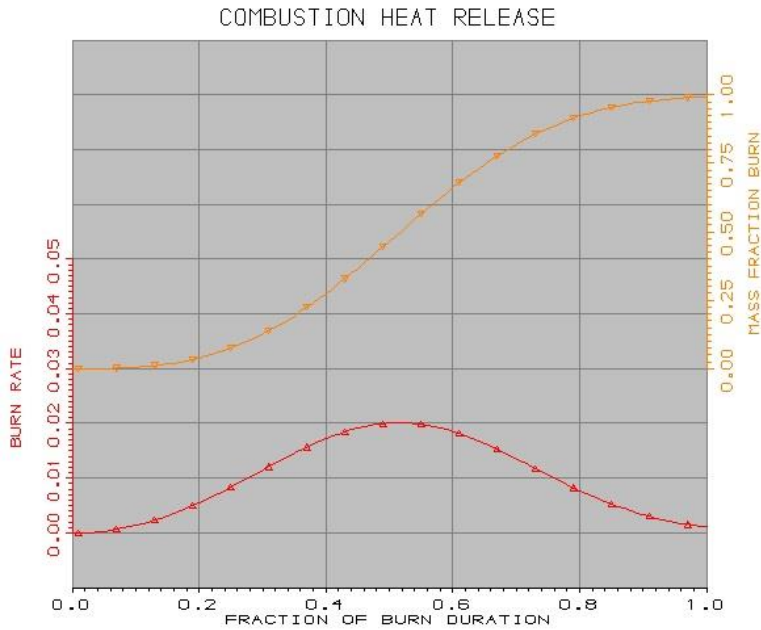
<i>Closing Lash (mm_dep.var)</i>	0	-
<i>Valve Event Display</i>	-	-
<i>Valve Timing Display</i>	-	-
<i>Harness Connector</i>	<i>Off</i>	-
<i>Model Opt.</i>	<i>Static</i>	-
<i>Dynamic Model Data</i>	<i>None</i>	-

Tabel 3.14 Data Dimensi *Engine* dan Persamaan Numerik Simulasi Basudewo 3 Evo

<i>Cylinder</i>		Referensi
<i>Bore (mm)</i>	47	<i>Design Report Basudewo 3 Evo</i>
<i>Stroke (mm)</i>	57.9	<i>Design Report Basudewo 3 Evo</i>
<i>Cyl. Swept Vol. (l_Dep.Var)</i>	0.10045	Kalkulasi LES
<i>Tot. Swept Vol. (l_Dep.Var)</i>	0.10045	Kalkulasi LES
<i>Con-rod Length (mm)</i>	100	<i>Manual book Honda Blade FI 125cc</i>
<i>Pin Off-Set (mm)</i>	0	<i>Manual book Honda Blade FI 125cc</i>
<i>Comp. Ratio</i>	13.2	<i>Design Report Basudewo 3 Evo</i>
<i>Clearence Vol. (l_Dep.Var)</i>	0.008234	Kalkulasi LES
<i>Phase (ATDC)</i>	0	<i>Default</i>
<i>Combustion Model</i>	<i>Single Wiebe</i>	
<i>A Constant</i>	5	[4]
<i>M Constant</i>	2	[4]

<i>Comb. Heat Release Graph</i>	Gambar 4.3	
<i>Open Cycle HT</i>	<i>Woschni (Default)</i>	
<i>A Constant</i>	3.26	<i>Default</i>
<i>B Constant</i>	9.12	<i>Default</i>
<i>C Constant</i>	0.834	<i>Default</i>
<i>SR</i>	0	<i>Default</i>
<i>Closed Cycle HT</i>	<i>Woschni (Default)</i>	
<i>A Constant</i>	3.26	<i>Default</i>
<i>B Constant</i>	4.56	<i>Default</i>
<i>C Constant</i>	0.616	<i>Default</i>
<i>D Constant</i>	0.00324	<i>Default</i>
<i>G Constant</i>	1.33	<i>Default</i>
<i>SR</i>	0	<i>Default</i>
<i>Surface Area</i>	<i>User Defined</i>	
<i>Head/Bore (Ratio)</i>	1.2	<i>Default</i>
<i>Piston/Bore (Ratio)</i>	1.1	<i>Default</i>
<i>Exp. Liner</i>	2.2	<i>Default</i>
<i>No. of Liner Segment</i>	40	<i>Default</i>
<i>Surface Temp.</i>	<i>User Defined</i>	
<i>Cyl. Head (mm².K/W)</i>	0.222	[5]
<i>Piston (mm².K/W)</i>	0.133	[5]
<i>Liner (mm².K/W)</i>	0.0158	[5]
<i>Head Coolant Temp. (°C)</i>	35	<i>Default</i>
<i>Liner Coolant Temp. (°C)</i>	35	<i>Default</i>
<i>Scavenge Cylinder</i>	<i>Blair Scavenge Model</i>	
<i>A Constant</i>	0.2	<i>Default</i>
<i>B Constant</i>	0.7	<i>Default</i>
<i>C Constant</i>	0	<i>Default</i>
<i>Transient Data</i>	-	-

<i>Cly. Axis Angle</i> (deg)	-	-
<i>Piston Mass</i> (Kg)	-	-
<i>Piston-Pin Mass</i> (Kg)	-	-
<i>Con-Rod Rot.</i> <i>Mass</i> (Kg)	-	-
<i>Con-Rod Recip.</i> <i>Mass</i> (Kg)	-	-
<i>Con-Rod Inertia</i> (Kg)	-	-
<i>Piston Motion</i>	-	-
<i>Motion Type</i>	<i>Standard Slider</i> <i>Crank</i>	-

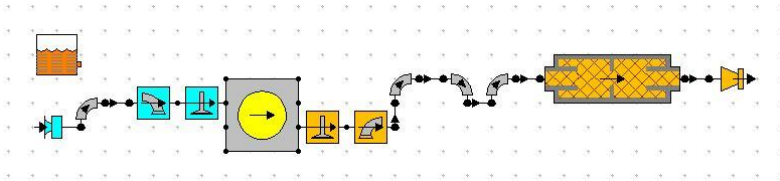


Gambar 3.7 Profil Mass Fraction Burned Basudewo 3 Evo

Tabel 3.15 Data Dimensi Komponen *Exhaust* Basudewo 3 Evo

<i>Intake Port</i>		Referensi
<i>No. Of Valve</i>	1	<i>Manual book</i> Honda Blade FI 125cc
<i>Valve Throat Dia.</i> (mm)	22	<i>Manual book</i> Honda Blade FI 125cc
<i>Port Type</i>	<i>User Curve</i> (common)	<i>Default</i>
<i>Port Data</i>	-	-
<i>Intake Valve</i>		Referensi
<i>Valve Open (deg)</i>	37 BBDC	<i>Manual book</i> Honda Blade FI 125cc
<i>Valve Close (deg)</i>	-3 ATDC	<i>Manual book</i> Honda Blade FI 125cc
<i>Dwell at Max (deg)</i>	0	-
<i>Max Lift (mm)</i>	8.5	<i>Manual book</i> Honda Blade FI 125cc
<i>MOP (deg)</i>	-110	Nilai tengah durasi bukaan katup
<i>Lift Opt.</i>	<i>Fast Lift</i> <i>Polynomial Lift</i> <i>Coeff.</i>	<i>Default</i>
<i>Lift Opt. Data</i>	-	-
<i>Data Action</i> (dep.var)	<i>Scale</i>	-
<i>Opening Lash</i> (mm_dep.var)	0	-
<i>Closing Lash</i> (mm_dep.var)	0	-
<i>Valve Event</i> <i>Display</i>	-	-

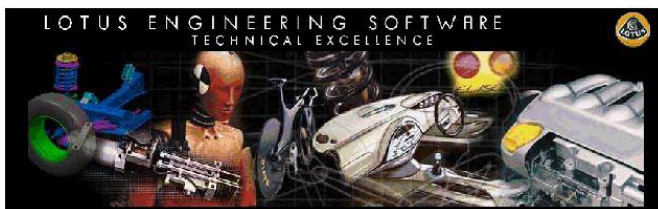
<i>Valve Timing Display</i>	-	-
<i>Harness Connector</i>	<i>Off</i>	-
<i>Model Opt.</i>	<i>Static</i>	-
<i>Dynamic Model Data</i>	<i>None</i>	-



Gambar 3.8 Layout Pemodelan *Engine* Basudewo 3 Evo pada LES

3.7 Software yang Digunakan dan Langkah – Langkah Pemodelan

Simulasi numerik ini dilakukan dengan menggunakan *software* pembantu yaitu *Lotus Engine Simulation* (LES) yang berfungsi untuk menyelidiki unjuk kerja *engine* berupa BMFC, BSFC, BHP dan efisiensi serta temperatur pada *inner* atau *outer cylinder liner*.

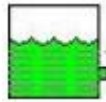


Gambar 3.9 Software *Lotus Engine Simulation*

Pemodelan pada *Lotus Engine Simulation* (LES) perlu memasukkan spesifikasi komponen *engine* yang meliputi *fuel*, *inlet/outlet*, *cylinder*, *intake & exhaust valve port*, *valve mechanism* (*intake & exhaust poppet valves*) dan *bend & straight pipe* pada

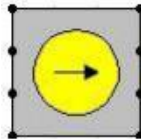
main windows. Selanjutnya komponen tersebut disusun secara urut menurut urutan komponen pada *engine* yang digunakan pada tiap mobil. Berikut merupakan penjelasan mengenai komponen pada LES serta urutan penyusunannya:

1. Pilih komponen bahan bakar pada *main windows* LES dan ubah data input dari bahan bakar yang digunakan meliputi *fuel type* dan *user defined*. Setelah itu *input* data bahan bakar seperti *colorific value* (kJ/kg), *density* (kg/L), *H/C ratio* (molar) dan *O/C ratio fuel* (molar).



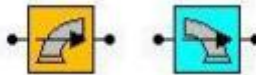
Gambar 3.10 Komponen *Fuel* pada LES

2. Masukkan komponen *cylinder* pada *main windows* kemudian masukkan data seperti *bore* (mm), *stroke* (mm), *connecting rod length* (mm), *pin off-set* (mm).



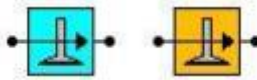
Gambar 3.11 Komponen *Cylinder* pada LES

3. Masukkan komponen *intake* dan *exhaust port* ke dalam *main windows* dan masukkan data *input* meliputi *valve throttle diameter* (mm).



Gambar 3.12 Komponen *Intake* dan *Exhaust Port* pada LES

4. Masukkan komponen *intake* dan *exhaust valve* pada *main windows* serta *input* data seperti *valve open* (deg), *valve close* (deg), *dwel at max* (deg) dan *max lift* (mm).



Gambar 3.13 Komponen *Intake* dan *Exhaust Valve* pada LES

5. Masukkan komponen *default inlet* dan *exit* pada *main windows*, pilih *boundary data* kemudian masukkan nilai tekanan dan temperatur ambien pada setiap putaran *engine*.



Gambar 3.14 Komponen *Inlet* dan *Exit* pada LES

6. Masukkan komponen *pipe* pada *main windows* dan *input data* seperti *total length* (mm), *start diameter* (mm), *end material* (mm) dan *wall material*.



Gambar 3.15 Komponen *Pipe* pada LES

7. Masukkan komponen *bend pipe* kedalam *main windows* dan *input data* seperti *total length* (mm), *start diameter* (mm), *end diameter* (mm), *bend angle* (deg), *bend radius* (deg) dan *wall thickness* (mm).



Gambar 3.16 Komponen *Bend Pipe* pada LES

8. Untuk memilih data *steady state*, maka dapat dipilih pada menu data pilih *test conditions* lalu pilih *steady state create wizard* kemudian masukkan data seperti *ambient air pressure* (bar abs), *ambient air temperature* (°C), *exit pressure* (bar abs) dan *specific humidity*.

Dengan mengetahui komponen yang digunakan sebagai data input pada LES, perlu dilakukan pengukuran manual maupun penentuan material yang digunakan agar bisa dimasukkan dala program. Berikut adalah sejumlah parameter input atau perintah yang perlu dimasukkan pada masing-masing komponen:

Tabel 3.16 Komponen pada LES dan Parameter Inputnya

Komponen	Input
<i>Valve Mechanism</i>	<i>Valve open (degree), valve close (degree), dwell max, max lift, MOP, lift option, lift option data.</i>
<i>Inlet/Outlet</i>	<i>Default (atmospheric pressure).</i>
<i>Bend/Straight Pipe</i>	<i>Total length, upstream & downstream diameter, bend angle, bend radius, wall thickness, cooling type, wall material, wall friction factor type, int. wall HT factor type, int. wall HT scale.</i>
<i>Valve Port</i>	<i>No. of valves, intake & exhaust throat diameter port type.</i>
<i>Cylinder</i>	<i>Bore, stroke, connecting rod length, pin off-set, compression ratio, phase, combustion model, open cycle HT, closed cycle HT, surface area, surface temperature, cylinder axis angle.</i>
<i>Fuel</i>	<i>Fuel system, fuel type, calorific value, density, H/C ratio fuel, molecular mass, maldistribution factor.</i>
<i>Steady State Test Data</i>	<i>Minimal speed, maximal speed & speed increment.</i>

3.8 Hasil yang Dianalisa dari *Lotus Engine Simulation*

Dari hasil simulasi yang didapat untuk melakukan analisa grafik perlu dilakukan metode pembandingan sebagai berikut:

1. Hasil unjuk kerja *engine* Basudewo 1 kondisi stoikiometri dan *ignition timing* 11° BTDC dibandingkan dengan *engine* Basudewo 3 Evo kondisi stoikiometri dan *ignition timing* 11° BTDC.
2. Hasil unjuk kerja *engine* Basudewo 1 kondisi *air fuel ratio* modifikasi 10 dan *ignition timing* 11° BTDC dibandingkan dengan *engine* Basudewo 3 Evo kondisi *air fuel ratio* modifikasi 10 dan *ignition timing* 11° BTDC.
3. Hasil unjuk kerja *engine* berupa *brake power* vs RPM, *brake torque* vs RPM, BMEP vs RPM, BSFC vs RPM dan *volumetric efficiency* vs RPM.
4. Hasil unjuk kerja *engine* dari LES dibandingkan dengan hasil perhitungan manual performa *engine* dan hasil eksperimen sebelumnya.

Parameter yang divariasikan pada penelitian ini adalah *air fuel ratio* (AFR) dan *ignition timing*. Dua faktor ini merupakan parameter yang ingin dioptimalkan dengan baik dari segi performa maupun emisi gas buang dengan menyesuaikan keadaan *engine* yang sebenarnya. Parameter ini divariasikan guna mendapat hasil terbaik dari *engine* yang disimulasikan.

Pengisian parameter input dilakukan secara berurutan sesuai dengan diagram alir / tabel. Pengisian properti *fuel* dilakukan di bagian akhir Karena properti ini yang akan divariasikan (*carburetor* dan *injection*). Setelah seluruh komponen selesai diinputkan parameternya, kemudian didefinisikan nama percobaan pada menu "*file description*". Selanjutnya memasukkan parameter pada "*steady state test condition*". Terakhir yaitu dilakukan kalkulasi serta iterasi dengan fitur "*solver control*".

Hasil yang didapatkan dari pemodelan pada LES yakni berupa grafik dan data seperti *brake power* vs RPM, *brake torque* vs RPM, BMEP vs RPM, BSFC vs RPM dan *volumetric efficiency* vs RPM.

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

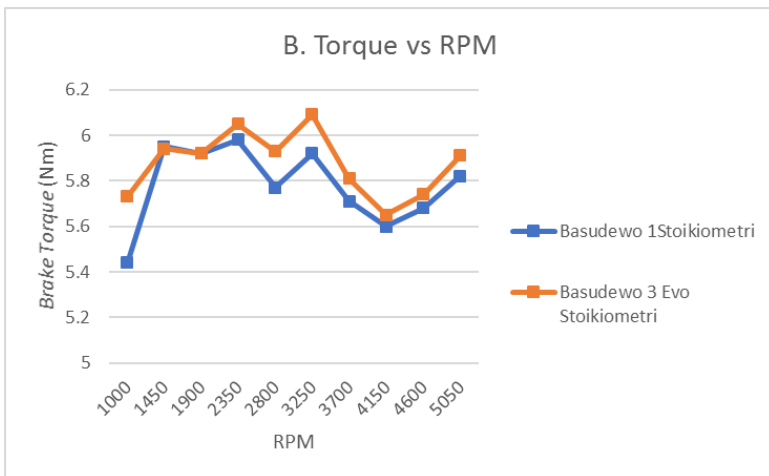
4.1 Grafik dan Unjuk Kerja

Unjuk kerja suatu mesin bergantung pada energi yang dihasilkan dari campuran bahan bakar dengan udara yang diterima oleh *engine* serta efisiensi termal dari *engine* tersebut (kemampuan *engine* untuk mengubah energi dari campuran bahan bakar dengan udara menjadi kerja *output* dari *engine*).

Adapun unjuk kerja *engine* yang diperhatikan adalah meliputi *brake torque*, *brake power*, *brake mean effective pressure* (BMEP), *brake specific fuel consumption* (BSFC) dan *volumetric efficiency*.

4.1.1 Brake Torque

Menurut referensi “*John B. Heywood – Internal Combustion Engine Fundamentals*”, *brake torque* yang diperoleh dari hasil simulasi digunakan sebagai acuan perhitungan. Dalam perhitungan harga torsi yang dipakai adalah pada putaran kondisi *start up*, *idle* dan *full load*.



Gambar 4.1 Grafik *Brake Torque* vs RPM

Dari gambar 4.1 menunjukkan grafik plot *brake torque* fungsi putaran *engine*. Hasil simulasi menggunakan LES menunjukkan *brake torque* maksimum diperoleh *engine* Basudewo 3 Evo stoikiometri sebesar 6,09 Nm pada putaran 3250 RPM. Dari hasil ini dapat disimpulkan bahwa *brake torque* berada pada kondisi puncak ketika *start up engine* hingga kondisi *idle*.

Peningkatan harga *brake torque* dipengaruhi oleh semakin banyaknya jumlah campuran bahan bakar dan udara yang masuk ke ruang bakar sehingga menghasilkan gaya dorong pada *piston* yang lebih besar. Namun pada putaran 3700 RPM mulai ada indikasi penurunan *brake torque*, hal ini disebabkan oleh adanya peningkatan *mechanical friction* yang semakin bertambah seiring dengan bertambahnya putaran. Perbedaan nilai *brake torque* maksimum serta putaran antara simulasi dengan pengujian.

Dari hasil pengujian simulasi diketahui bahwa *brake torque* terbaik didapat *engine* Basudewo 3 Evo pada AFR di-*setting* stoikiometri pada 3250 RPM dengan *ignition time advance* sebesar 11° akan meningkat 2,79% dibandingkan dengan *engine* Basudewo 1 pada stoikiometri. Berikut adalah hasil *brake torque* dari simulasi LES:

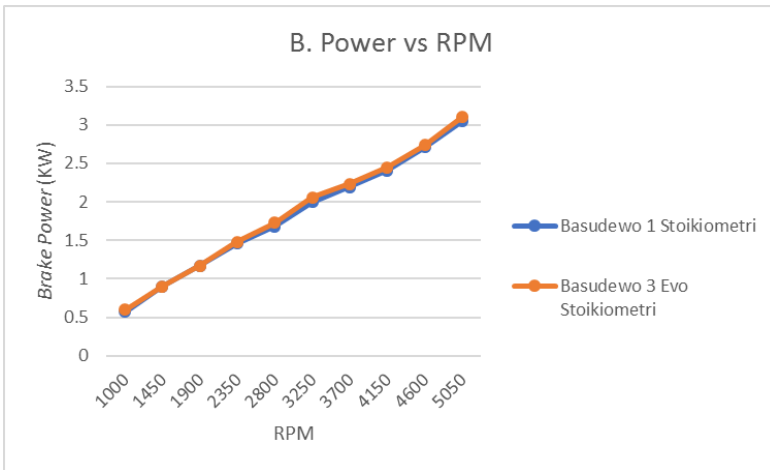
Tabel 4.1 Brake Torque Hasil Simulasi LES

RPM	Basudewo 1 Stoikiometri (Nm)	Basudewo 3 Evo Stoikiometri (Nm)
1000	5.44	5.73
1450	5.95	5.94
1900	5.92	5.92
2350	5.98	6.05
2800	5.77	5.93
3250	5.92	6.09
3700	5.71	5.81
4150	5.6	5.65
4600	5.68	5.74
5050	5.82	5.91

4.1.2 Brake Power

4.1.2.1 Brake Power Hasil Simulasi LES

Brake power atau daya mesin didefinisikan sebagai kemampuan *engine* untuk menghasilkan kerja. Perhitungan daya didapatkan pada pembacaan beban *steady state* di setiap rpm pada simulasi yang dihasilkan oleh LES. Tenaga total yang dihasilkan oleh mesin disebut *indicated horse power*, sebagian dari *indicated horse power* ini hilang akibat gesekan dan energi kelembaman dari massa yang bergerak.



Gambar 4.2 Grafik *Brake Power* vs RPM

Gambar 4.2 merupakan grafik plot *brake power* fungsi putaran *engine*. Dari hasil simulasi menggunakan LES menunjukkan *brake power* maksimum diperoleh *engine* Basudewo 3 Evo stoikiometri sebesar 3,1 kW pada 5050 RPM. Dari hasil ini dapat disimpulkan bahwa tiap peningkatan putaran *engine*, maka *brake power* juga meningkat.

Dapat diketahui juga bahwa semakin meningkatnya putaran *engine*, maka harga *brake power* yang dihasilkan semakin besar pula. Hasil simulasi tersebut sesuai karena *brake power* merupakan fungsi *brake torque*. Tren yang dihasilkan sudah terbentuk cukup baik namun penyimpangan harga yang terjadi cukup besar sehingga perlu dilakukan validasi dan *tuning* terhadap

data-data yang dimasukkan ke dalam LES seperti *combustion period*, *combustion efficiency* dan *mechanical friction* yang masih terlalu kecil nilainya pada *steady state data summary*.

Dari hasil pengujian simulasi, *brake power* terbaik didapat *engine* Basudewo 3 Evo pada AFR di-setting stoikiometri dengan *ignition time advance* sebesar 11° akan meningkat 3% dibandingkan dengan *engine* Basudewo 1 pada stoikiometri pada 3250 RPM. Berikut adalah hasil *brake power* dari simulasi LES:

Tabel 4.2 Brake Power Hasil Simulasi LES

RPM	Basudewo 1 Stoikiometri (kW)	Basudewo 3 Evo Stoikiometri (kW)
1000	0.57	0.6
1450	0.9	0.9
1900	1.17	1.17
2350	1.46	1.48
2800	1.68	1.73
3250	2	2.06
3700	2.19	2.23
4150	2.41	2.45
4600	2.71	2.74
5050	3.05	3.1

4.1.2.2 Perhitungan Brake Power

Setelah didapatkan hasil simulasi berupa grafik, diperlukan perhitungan teoritis guna mengetahui seberapa besar tingkat keakuratan dari simulasi. Berikut contoh perhitungan *brake power* pada putaran mesin 3250 RPM pada tiap simulasi:

- Perhitungan pada Basudewo 1 stoikiometri:

$$\begin{aligned}
 P &= 2\pi nT \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| \\
 &= 2\pi \cdot 3250 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot 5,92 \text{ Nm} \times \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| \\
 &= 2013,79 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} \\
 &= 2,01 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

- Perhitungan pada Basudewo 3 Evo stoikiometri:

$$\begin{aligned}
 P &= 2\pi nT \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| \\
 &= 2\pi \cdot 3250 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot 6,09 \text{ Nm} \times \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| \\
 &= 2072,66 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} \\
 &= 2,07 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

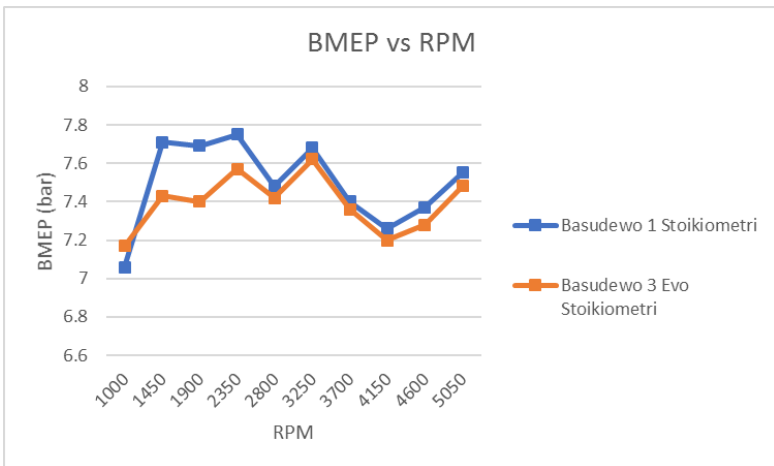
Dari perbandingan hasil simulasi LES dan perhitungan, dapat kita ketahui tingkat keakuratan simulasi sebagai berikut:

Tabel 4.3 Perbandingan Brake Power Hasil Simulasi Stoikiometri dan Perhitungan

	Simulasi LES (kW)	Perhitungan (kW)	Keakuratan (%)
Basudewo 1	2	2,01	99,5
Basudewo 3 Evo	2,06	2,07	99,5

4.1.3 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)

4.1.3.1 BMEP Hasil Simulasi LES



Gambar 4.3 Grafik BMEP vs RPM

Break mean effective pressure didefinisikan sebagai tekanan efektif rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah *piston* sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif pengamatan. Unjuk kerja *engine* relatif yang diukur juga dapat diperoleh dari perbandingan kerja per siklus dengan perpindahan volume silinder per siklus. Parameter ini merupakan gaya per satuan luas atau dinamakan dengan *mean effective pressure* (mep).

Gambar 4.3 merupakan grafik plot BMEP fungsi putaran *engine* pada semua simulasi. Dapat diketahui dari grafik, bahwa pada kisaran putaran 3700 RPM nilai BMEP mengalami penurunan akibat adanya *mechanical friction*. Namun, pada putaran 4600 RPM hingga 5050 RPM akan mengalami kenaikan dikarenakan *brake torque* dapat mengatasi *losses* yang ada. Diatas 5050 RPM, *brake torque* sudah tidak dapat mengatasi *losses* yang ada sehingga nilai BMEP akan turun.

Nilai BMEP tertinggi diperoleh hasil pengujian Basudewo 1 dengan nilai 7,75 bar pada 2350 RPM dengan kondisi stoikiometri dan *ignition time advance* 11° akan meningkat sebesar 2,32% dari pengujian *engine* Basudewo 3 Evo Stoikiometri. Berikut adalah hasil *brake mean effective pressure* (BMEP) dari simulasi LES:

Tabel 4.4 BMEP Hasil Simulasi LES

RPM	Basudewo 1 Stoikiometri (bar)	Basudewo 3 Evo Stoikiometri (bar)
1000	7.06	7.17
1450	7.71	7.43
1900	7.69	7.4
2350	7.75	7.57
2800	7.48	7.42
3250	7.68	7.62
3700	7.4	7.36
4150	7.26	7.2
4600	7.37	7.28
5050	7.55	7.48

4.1.3.2 Perhitungan *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP)

Setelah didapatkan hasil simulasi berupa grafik, diperlukan perhitungan teoritis guna mengetahui seberapa besar tingkat keakuratan dari simulasi. Berikut contoh perhitungan *brake mean effective pressure* (BMEP) pada putaran mesin 3250 RPM pada tiap simulasi:

- Perhitungan pada Basudewo 1 stoikiometri:

$$\begin{aligned} BMEP &= \frac{6,28.2.T}{V_d} \times \left| \frac{1 \text{ bar}}{10^5 Pa} \right| \\ &= \frac{6,28.2.5,92 \text{ Nm}}{96,8 \times 10^{-5} \text{ m}^3} \times \left| \frac{1 \text{ bar}}{10^5 Pa} \right| \\ &= 7,68 \text{ bar} \end{aligned}$$

- Perhitungan pada Basudewo 3 Evo stoikiometri:

$$\begin{aligned} BMEP &= \frac{6,28.2.T}{V_d} \times \left| \frac{1 \text{ bar}}{10^5 Pa} \right| \\ &= \frac{6,28.2.6,09 \text{ Nm}}{1,004 \times 10^{-4} \text{ m}^3} \times \left| \frac{1 \text{ bar}}{10^5 Pa} \right| \\ &= 7,61 \text{ bar} \end{aligned}$$

Dari perbandingan hasil simulasi LES dan perhitungan, dapat kita ketahui tingkat keakuratan simulasi sebagai berikut:

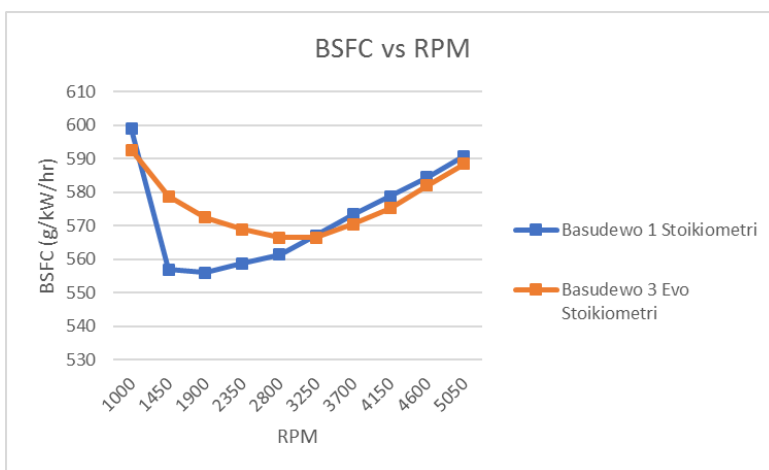
Tabel 4.5 Perbandingan BMEP Hasil Simulasi Stoikiometri dan Perhitungan

	Simulasi LES (bar)	Perhitungan (bar)	Keakuratan (%)
Basudewo 1	7,68	7,68	100
Basudewo 3 Evo	7,62	7,61	99,5

4.1.4 Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)

4.1.4.1 BSFC Hasil Simulasi LES

Pemakaian bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption*) adalah jumlah bahan bakar yang dikonsumsi oleh *engine* untuk menghasilkan daya sebesar 1 hp dalam kurun waktu 1 jam. Awalnya nilai BSFC akan meningkat pada kondisi *start up* dan akan turun pada kondisi *engine* mulai kondisi *idle*. Ketika putaran *engine* naik, maka nilai BSFC akan berangsur naik guna mengatasi beban berupa *mechanical friction* yang nilainya semakin membesar seiring dengan bertambahnya putaran.



Gambar 4.4 Grafik BSFC vs RPM

Gambar 4.4 merupakan grafik plot BSFC fungsi putaran *engine* pada semua simulasi. Dapat diketahui dari grafik, bahwa konsumsi bahan bakar spesifik pada *start up* atau 1000 RPM begitu besar. Namun, pada 1450 RPM hingga 3250 RPM akan mengalami penurunan yang konstan. Dari grafik diatas terlihat jelas perbedaan antara *engine* dengan *setting* AFR stoikiometri.

Dari semua pengujian simulasi, nilai BSFC minimum diperoleh Basudewo 1 Stoikiometri senilai 556,05 g/kW.h atau mengalami penurunan sebesar 1,02% dari hasil minimum yang diperoleh *engine* Basudewo 3 Evo. Berikut adalah hasil *brake specific fuel consumption* (BSFC) dari simulasi LES:

Tabel 4.6 BSFC Hasil Simulasi LES

RPM	Basudewo 1 Stoikiometri (g/kW.h)	Basudewo 3 Evo Stoikiometri (g/kW.h)
1000	598.91	592.6
1450	556.91	578.78
1900	556.05	572.51
2350	558.71	568.95
2800	561.35	566.46
3250	567.13	566.47
3700	573.35	570.42
4150	578.76	575.21
4600	584.42	581.96
5050	590.79	588.37

4.1.4.2 Perhitungan BSFC

Dari hasil simulasi LES, didapatkan massa bahan bakar per siklus tiap RPM yang telah ditentukan, berikut adalah hasil massa bahan bakar per siklus pada 3250 RPM:

Tabel 4.7 Massa Bahan Bakar Stoikiometri Per Siklus pada 3250 RPM

RPM	Basudewo 1 Stoikiometri (kg/cycle)	Basudewo 3 Evo Stoikiometri (kg/cycle)
3250	$0,1186 \times 10^{-4}$	$0,1217 \times 10^{-4}$

Setelah didapatkan hasil simulasi berupa grafik, diperlukan perhitungan teoritis guna mengetahui seberapa besar tingkat keakuratan dari simulasi. Berikut contoh perhitungan *brake specific fuel consumption* (BSFC) pada putaran mesin 3250 RPM pada tiap simulasi:

- Perhitungan pada Basudewo 1 stoikiometri:

$$\begin{aligned}
 m_f^* &= \text{massa bahan bakar} \times \left| \frac{RPM}{2 \times 60 \text{ s}} \right| \\
 &= 0,1186 \times 10^{-4} \frac{kg}{cycle} \times \left| \frac{3250 \text{ RPM}}{2 \times 60 \text{ s}} \right| \\
 &= 3,212 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 BSFC &= \frac{m_f^*}{P} x \left| \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right| x \left| \frac{1000 \text{ gr}}{1 \text{ kg}} \right| \\
 &= \frac{3,212 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{2 \text{ Nm}} x \left| \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right| x \left| \frac{1000 \text{ gr}}{1 \text{ kg}} \right| \\
 &= 578,16 \frac{\text{gr}}{\text{kW.h}}
 \end{aligned}$$

- Perhitungan pada Basudewo 3 Evo stoikiometri:

$$\begin{aligned}
 m_f^* &= \text{massa bahan bakar} x \left| \frac{RPM}{2 \times 60 \text{ s}} \right| \\
 &= 0,1217 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{cycle}} x \left| \frac{3250 \text{ RPM}}{2 \times 60 \text{ s}} \right| \\
 &= 3,296 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 BSFC &= \frac{m_f^*}{P} x \left| \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right| x \left| \frac{1000 \text{ gr}}{1 \text{ kg}} \right| \\
 &= \frac{3,296 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{2,03 \text{ Nm}} x \left| \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right| x \left| \frac{1000 \text{ gr}}{1 \text{ kg}} \right| \\
 &= 584,51 \frac{\text{gr}}{\text{kW.h}}
 \end{aligned}$$

Dari perbandingan hasil simulasi LES dan perhitungan, dapat kita ketahui tingkat keakuratan simulasi sebagai berikut:

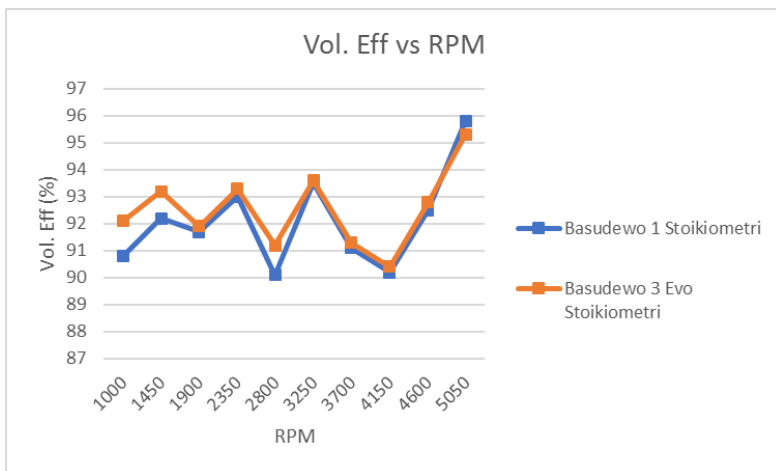
Tabel 4.8 Perbandingan BSFC Hasil Simulasi Stoikiometri dan Perhitungan

	Simulasi LES (gr/kW.h)	Perhitungan (gr/kW.h)	Keakuratan (%)
Basudewo 1	567,13	578,16	98,09
Basudewo 3 Evo	566,47	584,51	96,91

4.1.5 Volumetric Efficiency

4.1.5.1 Volumetric Efficiency Hasil Simulasi

Pada saat langkah hisap, tekanan di *intake manifold* akan lebih besar daripada tekanan di ruang bakar sehingga campuran bahan bakar dan udara akan terhisap masuk ke dalam ruang bakar. Volume campuran udara dan bahan bakar yang terhisap ke dalam ruang bakar relatif terhadap volume dari ruang bakar itu sendiri disebut efisiensi volumetrik dari suatu *engine*. Semakin tinggi nilai efisiensi volumetrisnya, maka putaran yang dapat dicapai *engine* akan lebih rendah dan menghasilkan daya yang lebih besar.



Gambar 4.5 Grafik Volumetric Efficiency vs RPM

Gambar 4.5 merupakan grafik plot *volumetric efficiency* fungsi putaran *engine* pada semua simulasi. Ketidakstabilan dari nilai *volumetric efficiency* dipengaruhi oleh beberapa faktor diantaranya faktor temperatur *overall engine* serta *valve overlapping*. Temperatur *overall engine* mempengaruhi densitas udara yang masuk ke dalam ruang bakar. Apabila temperatur *overall engine* mengalami kenaikan, maka densitas udara akan mengalami penurunan yang menyebabkan *volumetric efficiency* juga ikut turun. *Valve overlapping* juga berperan dalam penurunan nilai *volumetric efficiency* akibat udara segar yang masuk ke dalam

ruang bakar tidak digunakan secara optimal karena sebagian kecil ikut keluar melalui terbukanya *exhaust valve*.

Secara umum, hasil dari Basudewo 3 Evo stoikiometri memiliki hasil *volumetric efficiency* yang lebih baik dari Basudewo 1 stoikiometri. Berikut adalah hasil *volumetric efficiency* dari simulasi LES:

Tabel 4.9 Volumetric Efficiency Hasil Simulasi LES

RPM	Basudewo 1 Stoikiometri (%)	Basudewo 3 Evo Stoikiometri (%)
1000	90.8	92.1
1450	92.2	93.2
1900	91.7	91.9
2350	93	93.3
2800	90.1	91.2
3250	93.5	93.6
3700	91.1	91.3
4150	90.2	90.4
4600	92.5	92.8
5050	95.8	95.3

4.1.5.2 Perhitungan *Volumetric Efficiency*

Dari hasil simulasi LES, didapatkan massa spesifik udara tiap RPM yang telah ditentukan, berikut adalah hasil massa spesifik udara pada 3250 RPM:

Tabel 4.10 Massa Spesifik Udara Stoikiometri pada 3250 RPM

RPM	Basudewo 1 Stoikiometri (gr/s)	Basudewo 3 Evo Stoikiometri (gr/s)
3250	2,2842	2,922

Setelah didapatkan hasil simulasi berupa grafik, diperlukan perhitungan teoritis guna mengetahui seberapa besar tingkat keakuratan dari simulasi. Berikut contoh perhitungan *volumetric efficiency* pada putaran mesin 3250 RPM pada tiap simulasi:

- Perhitungan pada Basudewo 1 stoikiometri:

$$\eta_w = \frac{2 m_a^*}{\rho_a x V_d x n} x 100\%$$

Dimana : $\rho_{ai} = 1,19 \frac{kg}{m^3}$ atau $1190 \frac{gr}{m^3}$ pada $T = 25^\circ C$
(Tabel A.10 *Introduction to Fluid Mechanics, Fox and McDonald's*)

$$\eta_w = \frac{2 x 2,842 \frac{gr}{s}}{1190 \frac{gr}{m^3} x 9,68 x 10^{-5} x 54,17 rps} x 100\%$$

$$= 91,1\%$$

- Perhitungan pada Basudewo 3 Evo stoikiometri:

$$\eta_w = \frac{2 m_a^*}{\rho_a x V_d x n} x 100\%$$

Dimana : $\rho_{ai} = 1,19 \frac{kg}{m^3}$ atau $1190 \frac{gr}{m^3}$ pada $T = 25^\circ C$
(Tabel A.10 *Introduction to Fluid Mechanics, Fox and McDonald's*)

$$\eta_w = \frac{2 x 2,922 \frac{gr}{s}}{1190 \frac{gr}{m^3} x 1,004 x 10^{-4} x 54,17 rps} x 100\%$$

$$= 90,29\%$$

Dari perbandingan hasil simulasi LES dan perhitungan, dapat kita ketahui tingkat keakuratan simulasi sebagai berikut:

Tabel 4.11 Perbandingan *Volumetric Efficiency* Hasil Simulasi Stoikiometri dan Perhitungan

	Simulasi LES (%)	Perhitungan (%)	Keakuratan (%)
Basudewo 1	93,5	91,1	97,43
Basudewo 3 Evo	93,6	90,29	96,46

4.2 Hasil Eksperimen Performa *Engine* yang Telah Dilakukan

4.2.1 Hasil Eksperimen Basudewo 1

Pada perlombaan *Indonesia Energy Marathon Challenge* 2014 yang diselenggarakan Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, mobil Basudewo 1 mendapatkan hasil konsumsi bahan bakar terbaik sebesar 100,1 km/L pada kelas urban ethanol. Hasil ini didapatkan dalam lintasan sepanjang 1,58 km dengan 8 putaran. Selama 8 putaran, waktu maksimal yang ditempuh adalah 30 menit.

Dalam perbandingan validasi hasil yang dilakukan, didapatkan turunan dari konsumsi bahan bakar yang diperoleh menjadi massa spesifik bahan bakar. Massa spesifik bahan bakar inilah yang akan dibandingkan dengan hasil dari simulasi LES dan perhitungan manual. Sehingga nantinya akan didapatkan hasil yang tervalidasi. Adapun perhitungannya adalah sebagai berikut:

- Hasil perlombaan : 100,1 km/L
- Panjang lintasan : 12,3 km
- Waktu tempuh : 30 menit = 1800 s

$$FC = \frac{\text{distance (km)}}{V_{bb} (L)}$$

$$M_{bb} = V_{bb} \times \rho_{ethanol}$$

$$100,1 \frac{km}{L} = \frac{12,3 km}{V_{bb}}$$

$$M_{bb} = 0,1229 L \times 0,785 \frac{kg}{L}$$

$$M_{bb} = 0,0965 kg$$

$$V_{bb} = \frac{12,3 km}{100,1 \frac{km}{L}}$$

$$M_{bb}^* = \frac{M_{bb}}{\text{waktu tempuh}}$$

$$M_{bb}^* = \frac{0,0965 kg}{1800 s}$$

$$100,1 \frac{km}{L} = \frac{12,3 km}{V_{bb}}$$

$$M_{bb}^* = 5,361 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

$$V_{bb} = 0,1229 L$$

Jadi m_{bb} Basudewo 1 dengan hasil perlombaan 100,1 km/L adalah $5,361 \times 10^{-4}$ kg/s.

4.2.2 Hasil Eksperimen Basudewo 3 Evo

Pada perlombaan Kontes Mobil Hemat Energi 2016 yang diselenggarakan Universitas Gadjah Mada Yogyakarta, mobil Basudewo 3 Evo mendapatkan hasil konsumsi bahan bakar terbaik sebesar 70 km/L pada kelas urban ethanol. Hasil ini didapatkan dalam lintasan sepanjang 1,55 km dengan 6 putaran. Selama 6 putaran, waktu maksimal yang ditempuh adalah 30 menit.

Dalam perbandingan validasi hasil yang dilakukan, didapatkan turunan dari konsumsi bahan bakar yang diperoleh menjadi massa spesifik bahan bakar. Massa spesifik bahan bakar inilah yang akan dibandingkan dengan hasil dari simulasi LES dan perhitungan manual. Sehingga nantinya akan didapatkan hasil yang tervalidasi. Adapun perhitungannya adalah sebagai berikut:

- Hasil perlombaan : 70 km/L
- Panjang lintasan : 9,3 km
- Waktu tempuh : 30 menit = 1800 s

$$FC = \frac{\text{distance (km)}}{V_{bb} (L)}$$

$$M_{bb} = V_{bb} \times \rho_{ethanol}$$

$$70 \frac{km}{L} = \frac{9,3 km}{V_{bb}}$$

$$M_{bb} = 0,1328 L \times 0,785 \frac{kg}{L}$$

$$M_{bb} = 0,1042 kg$$

$$V_{bb} = \frac{9,3 km}{70 \frac{km}{L}}$$

$$M_{bb}^* = \frac{M_{bb}}{\text{waktu tempuh}}$$

$$70 \frac{km}{L} = \frac{9,3 km}{V_{bb}}$$

$$M_{bb}^* = \frac{0,1042 kg}{1800 s}$$

$$M_{bb}^* = 5,792 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

$$V_{bb} = 0,1328 L$$

Jadi m_{bb} Basudewo 3 Evo dengan hasil perlombaan 70,0 km/L adalah $5,792 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$.

4.3 Komparasi Hasil Tiap Metode

Dari hasil yang didapat melalui simulasi LES, perhitungan manual dan hasil eksperimen. Perlu dilakukan komparasi hasil guna mengetahui seberapa valid dari hasil tersebut. Validasi yang dilakukan dengan membandingkan hasil dari ketiga metode yang digunakan. Parameter yang bisa dibandingkan dari ketiga metode tersebut adalah massa spesifik bahan bakar.

Namun tentunya hasil yang didapat tiap simulasi berbeda dikarenakan faktor toleransi maupun faktor lainnya. Faktor toleransi berpengaruh pada hasil dari perhitungan manual. Adapun faktor konvergensi hasil simulasi berpengaruh terhadap hasil simulasi LES. Dalam perhitungan hasil eksperimen, hasil yang didapat tentunya bukan hasil murni dari beban *engine* dikarenakan bebannya ditambah dengan beban kendaraan, pengemudi dan gesekan yang terjadi baik dengan jalan maupun udara pada bodi.

Sehingga dapat diketahui bahwa hasil eksperimen merupakan yang terbesar apabila dibandingkan dengan hasil dari simulasi LES dan perhitungan manual. Perbandingan hasil dapat dilihat pada tabel berikut:

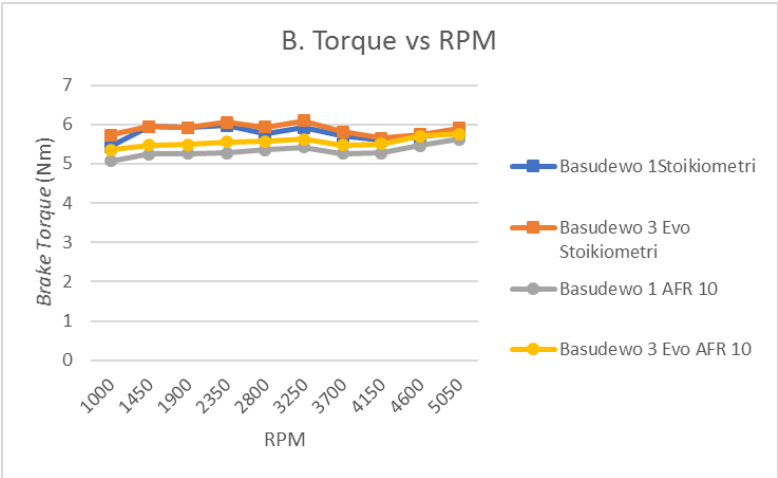
Tabel 4.12 Perbandingan Massa Spesifik Bahan Bakar Tiap Metode

	Basudewo 1 Stoikiometri (kg/s)	Basudewo 3 Evo Stoikiometri (kg/s)
Simulasi LES	$3,212 \times 10^{-4}$	$3,296 \times 10^{-4}$
Perhitungan Manual	$3,212 \times 10^{-4}$	$3,296 \times 10^{-4}$
Eksperimen	$5,361 \times 10^{-4}$	$5,792 \times 10^{-4}$

4.4 Hasil dan Perbandingan Hasil Stoikiometri dan AFR 10

Dalam optimasi yang dilakukan pada simulasi LES, hasil simulasi stoikiometri dibandingkan dengan simulasi yang memiliki *air fuel ratio* (AFR) 10. Penggunaan AFR 10 sebagai pembanding dikarenakan agar mendapatkan tingkat konsumsi bahan bakar yang lebih rendah namun tidak mengabaikan performa *engine* lainnya seperti *brake torque* dan *brake power*. Berikut adalah hasil perbandingan dengan AFR 10:

4.4.1 Perbandingan *Brake Torque*



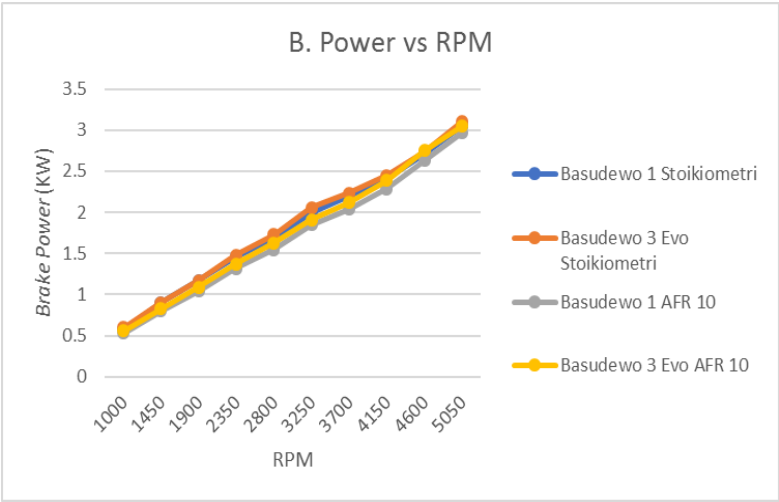
Gambar 4.6 Grafik Perbandingan *Brake Torque*

Dari gambar 4.6 diketahui hasil pengujian simulasi diketahui bahwa *brake torque* terbaik didapat *engine* Basudewo 3 Evo pada AFR di-*setting* stoikiometri dengan *ignition time advance* sebesar 11° akan meningkat 2,79% dibandingkan dengan *engine* Basudewo 1 pada stoikiometri, meningkat 11% dibandingkan dengan *engine* Basudewo 1 pada AFR 10 dan meningkat 7,55% dibandingkan dengan *engine* Basudewo 3 Evo pada AFR 10. Berikut adalah hasil *brake torque* pada 3250 RPM:

Tabel 4.13 Hasil *Brake Torque* Tiap Simulasi pada 3250 RPM

Nama Simulasi	Hasil (Nm)
Basudewo 1 Stoikiometri	5,92
Basudewo 1 AFR 10	5,42
Basudewo 3 Evo Stoikiometri	6,09
Basudewo 3 Evo AFR 10	5,63

4.4.2 Perbandingan *Brake Power*



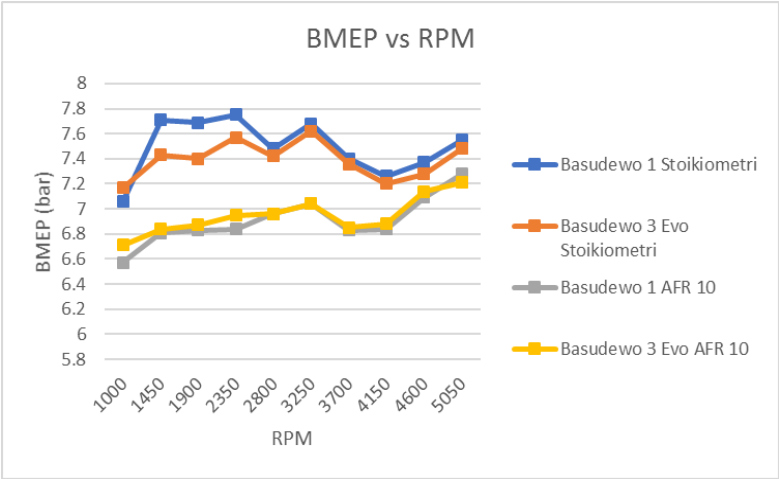
Gambar 4.7 Grafik Perbandingan *Brake Power*

Dari gambar 4.7 diketahui hasil pengujian simulasi, *brake torque* terbaik didapat *engine* Basudewo 3 Evo pada AFR di-*setting* stoikiometri dengan *ignition time advance* sebesar 11° akan meningkat 1,47% dibandingkan dengan *engine* Basudewo 1 pada stoikiometri, meningkat 11,33% dibandingkan dengan *engine* Basudewo 1 pada AFR 10 dan meningkat 6,4% dibandingkan dengan *engine* Basudewo 3 Evo pada AFR 10. Berikut adalah hasil *brake power* pada 3250 RPM:

Tabel 4.14 Hasil *Brake Power* Tiap Simulasi pada 3250 RPM

Nama Simulasi	Hasil (kW)
Basudewo 1 Stoikiometri	2
Basudewo 1 AFR 10	1,8
Basudewo 3 Evo Stoikiometri	2,03
Basudewo 3 Evo AFR 10	1,9

4.4.3 Perbandingan BMEP



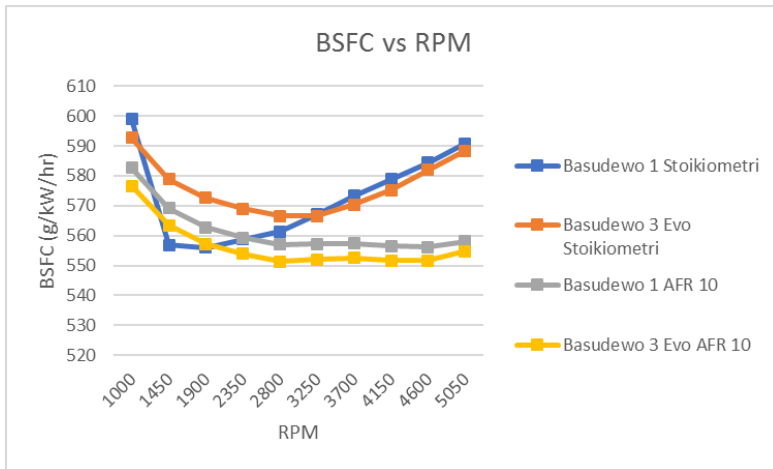
Gambar 4.8 Grafik Perbandingan BMEP

Dari gambar 4.8 diketahui bahwa nilai BMEP tertinggi diperoleh hasil pengujian Basudewo 1 dengan nilai 7,69 bar pada 1900 RPM dengan kondisi stoikiometri dan *ignition time advance* 10°. Adapun nilai yang diperoleh *engine* Basudewo 1 pada AFR 10 didapat hasil tertinggi 7,28 bar pada 5050 RPM atau mengalami penurunan sebesar 5,33% dari Basudewo 1 kondisi stoikiometri. Pada *engine* Basudewo 3 Evo stoikiometri diperoleh hasil 7,62 bar pada 3250 RPM atau mengalami penurunan sebesar 0,91% dan hasil dari Basudewo 3 Evo AFR 10 diperoleh hasil 7,21 bar pada 5050 RPM atau mengalami penurunan sebesar 6,24% apabila dibandingkan dengan Basudewo 1 stoikiometri. Berikut adalah hasil *brake mean effective pressure* (BMEP) pada 3250 RPM:

Tabel 4.15 Hasil BMEP Tiap Simulasi pada 3250 RPM

Nama Simulasi	Hasil (bar)
Basudewo 1 Stoikiometri	7,52
Basudewo 1 AFR 10	7,02
Basudewo 3 Evo Stoikiometri	7,53
Basudewo 3 Evo AFR 10	7

4.4.4 Perbandingan BSFC



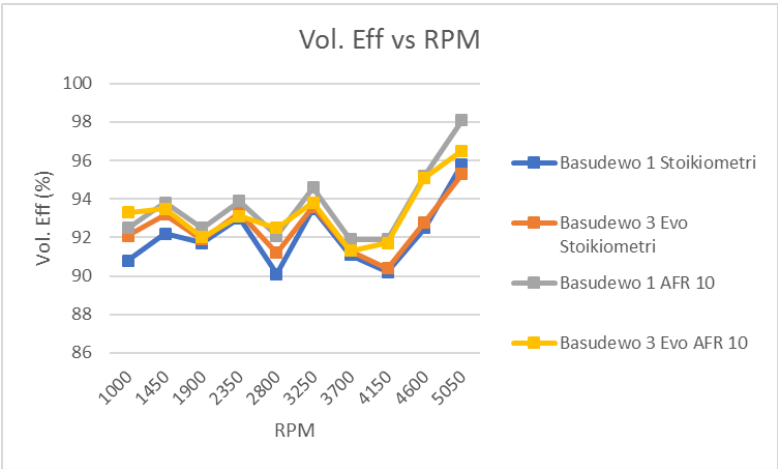
Gambar 4.9 Grafik Perbandingan BSFC

Dari gambar 4.9 diketahui bahwa nilai BSFC minimum diperoleh Basudewo 3 Evo AFR 10 dengan nilai 551,37 pada 2800 RPM hasil ini lebih rendah 2,6% dari *engine* Basudewo 3 Evo pada stoikiometri. Selain itu, hasil ini juga lebih rendah 2,72% dari Basudewo 1 kondisi stoikiometri dan lebih rendah 0,94% dari Basudewo 1 kondisi AFR 10. Berikut adalah hasil *brake specific fuel consumption* (BSFC) pada 3250 RPM:

Tabel 4.16 Hasil BSFC Tiap Simulasi pada 3250 RPM

Nama Simulasi	Hasil (gr/kW.h)
Basudewo 1 Stoikiometri	567,13
Basudewo 1 AFR 10	557,26
Basudewo 3 Evo Stoikiometri	566,47
Basudewo 3 Evo AFR 10	552,08

4.4.5 Perbandingan *Volumetric Efficiency*



Gambar 4.10 Grafik Perbandingan *Volumetric Efficiency*

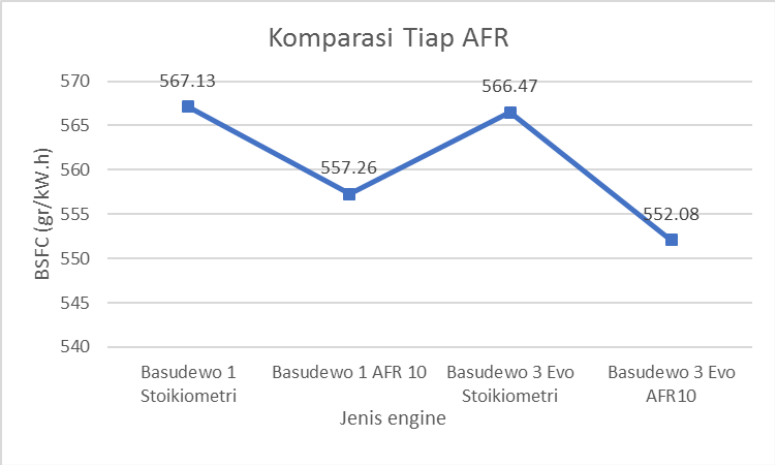
Dari gambar 4.10 diketahui bahwa secara umum hasil dari Basudewo 1 AFR 10 memiliki *volumetric efficiency* yang lebih tinggi apabila dibandingkan dengan percobaan lainnya. Dari grafik dapat kita ketahui bahwa nilai maksimum *volumetric efficiency* Basudewo 1 AFR 10 sebesar 98,1% pada 5050 RPM atau lebih tinggi 2,34% dari Basudewo 1 stoikiometri. Selain itu, hasil ini juga lebih tinggi 2,85% dari Basudewo 3 Evo stoikiometri dan lebih tinggi 1,63% dari Basudewo 3 Evo dengan AFR 10 pada putaran *engine* yang sama. Berikut adalah hasil *volumetric efficiency* pada 3250 RPM:

Tabel 4.17 Hasil *Volumetric Efficiency* Tiap Simulasi pada 3250 RPM

Nama Simulasi	Hasil (%)
Basudewo 1 Stoikiometri	93,5
Basudewo 1 AFR 10	94,6
Basudewo 3 Evo Stoikiometri	93,6
Basudewo 3 Evo AFR 10	93,8

4.5 Komparasi Tiap AFR

Dari hasil simulasi *engine* dengan kondisi stoikiometri dan AFR 10, didapat perbedaan performa yang signifikan. Dalam hal ini yang menjadi parameter performa yang dipakai adalah konsumsi bahan bakar spesifik atau *basic specific fuel consumption* (BSFC). Dapat diketahui bahwa hasil BSFC dari hasil simulasi *engine* Basudewo 1 dan Basudewo 3 Evo kondisi stoikiometri pada 3250 RPM memiliki konsumsi bahan bakar secara urut naik sebesar 1,74% dan 2,54% dari hasil simulasi *engine* Basudewo 1 dan Basudewo 3 Evo kondisi AFR 10 pada 3250 RPM. Penjelasan lebih jelas dapat dilihat pada gambar 4.11 berikut:



Gambar 4.11 Komparasi Tiap AFR

Dari hasil simulasi, perlu dilakukan validasi hasil sehingga perlu dibandingkan dengan hasil dari perhitungan manual. Adapun perhitungan manual BSFC untuk Basudewo 1 AFR 10 dan Basudewo 3 Evo AFR 10 pada 3250 RPM adalah sebagai berikut:

Tabel 4.18 Massa Bahan Bakar AFR 10 Per Siklus pada 3250 RPM

RPM	Basudewo 1 AFR 10 (kg/cycle)	Basudewo 3 Evo AFR 10 (kg/cycle)
3250	0,1069x10 ⁻⁴	0,1100x10 ⁻⁴

- Perhitungan pada Basudewo 1 AFR 10:

$$\begin{aligned}
 m_f^* &= \text{massa bahan bakar} \times \left| \frac{RPM}{2 \times 60 \text{ s}} \right| \\
 &= 0,1069 \times 10^{-4} \frac{kg}{cycle} \times \left| \frac{3250 \text{ RPM}}{2 \times 60 \text{ s}} \right| \\
 &= 3,212 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 BSFC &= \frac{m_f^*}{P} \times \left| \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right| \times \left| \frac{1000 \text{ gr}}{1 \text{ kg}} \right| \\
 &= \frac{2,895 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}}{2 \text{ Nm}} \times \left| \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right| \times \left| \frac{1000 \text{ gr}}{1 \text{ kg}} \right| \\
 &= 579,00 \frac{gr}{kW \cdot h}
 \end{aligned}$$

- Perhitungan pada Basudewo 3 Evo AFR 10:

$$\begin{aligned}
 m_f^* &= \text{massa bahan bakar} \times \left| \frac{RPM}{2 \times 60 \text{ s}} \right| \\
 &= 0,11 \times 10^{-4} \frac{kg}{cycle} \times \left| \frac{3250 \text{ RPM}}{2 \times 60 \text{ s}} \right| \\
 &= 2,979 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 BSFC &= \frac{m_f^*}{P} \times \left| \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right| \times \left| \frac{1000 \text{ gr}}{1 \text{ kg}} \right| \\
 &= \frac{2,979 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}}{1,9 \text{ Nm}} \times \left| \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right| \times \left| \frac{1000 \text{ gr}}{1 \text{ kg}} \right| \\
 &= 564,44 \frac{gr}{kW \cdot h}
 \end{aligned}$$

Dari perbandingan hasil simulasi LES dan perhitungan, dapat kita ketahui tingkat keakuratan simulasi sebagai berikut:

Tabel 4.19 Perbandingan BSFC Hasil Simulasi AFR 10 dan Perhitungan

	Simulasi LES (gr/kW.h)	Perhitungan (gr/kW.h)	Keakuratan (%)
Basudewo 1 AFR 10	557,26	579,00	96,24
Basudewo 3 Evo AFR 10	552,08	564,44	97,81

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan sejumlah simulasi dan analisa data guna mengetahui perbandingan karakteristik kerja yang dihasilkan oleh *engine* Basudewo 1 dan Basudewo 3 Evo dengan bahan bakar ethanol, dapat diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Dari simulasi pada kondisi operasional standar Basudewo 1 pada pengaturan AFR keadaan stoikiometri ethanol yaitu 8,98; *ignition time advance* 11° BTDC pada 3250 RPM mendapatkan hasil sebagai berikut:

Brake torque : 5,92 N.m
Brake power : 2 KW
BMEP : 7,52 bar
BSFC : 567,13 g/KW.h
Voll.Eff. : 93,5%

2. Dari simulasi pada kondisi operasional standar Basudewo 1 pada pengaturan AFR yaitu 10, *ignition time advance* 11° BTDC pada 3250 RPM mendapatkan hasil sebagai berikut:

Brake torque : 5,42 N.m
Brake power : 1,8 KW
BMEP : 7,02 bar
BSFC : 557,26 g/KW.h
Voll.Eff. : 94,6%

3. Dari simulasi pada kondisi operasional standar Basudewo 3 Evo pada pengaturan AFR keadaan stoikiometri ethanol yaitu 8,98; *ignition time advance* 11° BTDC pada 3250 RPM mendapatkan hasil sebagai berikut:

Brake torque : 6,09 N.m
Brake power : 2,03 KW
BMEP : 7,53 bar
BSFC : 566,47 g/KW.h
Voll.Eff. : 93,6%

4. Dari simulasi pada kondisi operasional standar Basudewo 3 Evo pada pengaturan AFR yaitu 10, *ignition time advance* 11° BTDC pada 3250 RPM mendapatkan hasil sebagai berikut:

<i>Brake torque</i>	: 5,63 N.m
<i>Brake power</i>	: 1,9 KW
BMEP	: 7 bar
BSFC	: 552,08 g/KW.h
<i>Voll.Eff.</i>	: 93,8%

5. Dari komparasi hasil antara simulasi LES, perhitungan manual dan eksperimen didapat nilai massa spesifik bahan bakar yang berbeda. Adapun nilai massa spesifik dari simulasi LES dan perhitungan manual lebih rendah 40,08% dari hasil eksperimen. Hal ini dikarenakan adanya *losses* yang terjadi baik dari segi perpindahan kalor, mekanis maupun karena adanya pembebanan.

Secara umum, nilai performa *engine* untuk *brake torque* diperoleh hasil maksimum pada simulasi Basudewo 3 Evo pada stoikiometri yang meningkat 2,79% dari Basudewo 1 stoikiometri, 11% dari Basudewo 1 AFR 10 dan 7,55% dari Basudewo 3 Evo AFR 10. Untuk nilai *brake power*, hasil maksimum diperoleh Basudewo 3 Evo pada stoikiometri yang meningkat sebesar 1,61% dari Basudewo 1 stoikiometri, 4,19% dari Basudewo 1 AFR 10 dan 1,61% dari Basudewo 3 Evo AFR 10. Nilai BMEP tertinggi diperoleh Basudewo 1 stoikiometri dengan peningkatan sebesar 5,33% dari Basudewo 1 AFR 10, 0,91% dari Basudewo 3 Evo Stoikiometri dan 6,24% dari Basudewo 3 Evo AFR 10. Dan nilai BSFC minimum diperoleh Basudewo 3 Evo AFR 10 dengan hasil lebih rendah 2,66% dari Basudewo 3 Evo stoikiometri, 0,84% dari Basudewo 1 stoikiometri dan 0,87% dari Basudewo 1 AFR 10.

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat diberikan untuk kemajuan penelitian selanjutnya adalah:

1. Perlu dilakukan variasi *combustion duration* yang sesuai dengan literatur yang ada karena *combustion duration* yang terdapat pada *Lotus Engine Simulation* merupakan *default* untuk *gasoline*.
2. Perlu dilakukan variasi AFR guna mencapai tingkat konsumsi bahan bakar yang rendah untuk keperluan riset mobil hemat energi.
3. Sebaiknya dilakukan studi mengenai potensi peningkatan rasio kompresi mengingat nilai oktan yang dimiliki oleh ethanol sangat tinggi (berkisar 98-107).
4. Perlu dilakukan penelitian secara langsung guna mendapat hasil data yang lebih akurat.
5. Hasil yang keluar dari perhitungan eksperimen merupakan hasil aktual yang dipengaruhi oleh beban kendaraan dan pengemudi, sehingga perlu dilakukan penelitian dengan memasukkan faktor tersebut.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

1. Kirom, Nabil. 2016. *Simulasi Perbandingan Unjuk Kerja Motor Bakar Torak Wisanggeni (Supra X 100cc) Berbahan Bakar Gasoline, LPG dan E10 Menggunakan Software Lotus Engine Simulation*. Surabaya.
2. Heywood, John B. 1988 *Internal Combustion Engine Fundamental*. McGraw-Hill Book Company: New York
3. Pritchard, Philip J. 2011. *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics 8th Edition*. John Wiley & sons, inc.
4. Suthisripok, T. 2012. *The Use of E100 to Fuel a Used 4-Stroke Motorcycle*. American Journal of Applied Sciences. 9 (5): 647-653
5. Kawano, D.S. 2011. *Motor Bakar Torak (Bensin)*. ITS Pers: Surabaya
6. Stone, Richard and K. Ball, Jeffrey. 2004. *Automotive Engineering Fundamentals*. Warrendale, United states of America
7. Pulkrabek, Willard W. 2002. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine Second Edition*. Pearson Prantice-Hall: United States of America
8. *Getting Started with Lotus Engine Simulation*. Lotus Engine Simulation
9. *Buku Pedoman Reparasi Honda Revo 110*. PT Astra Honda Motor
10. *Buku Pedoman Reparasi Honda Blade 125 FI*. PT Astra Honda Motor

**Lampiran 1. Data Hasil Simulasi *Engine* Basudewo 1
Stoikiometri**

RPM	<i>Brake Power</i> (kW)	<i>Brake Torque</i> (Nm)	BMEP (bar)	BSFC (g/kW.h)	<i>Volumetric Efficiency</i> (%)
1000	0.57	5.44	7.06	598.91	90.8
1450	0.9	5.95	7.71	556.91	92.2
1900	1.17	5.92	7.69	556.05	91.7
2350	1.46	5.98	7.75	558.71	93
2800	1.68	5.77	7.48	561.35	90.1
3250	2	5.92	7.52	567.13	93.5
3700	2.19	5.71	7.4	573.35	91.1
4150	2.41	5.6	7.26	578.76	90.2
4600	2.71	5.68	7.37	584.42	92.5
5050	3.05	5.82	7.55	590.79	95.8

Lampiran 2. Data Hasil Simulasi *Engine* Basudewo 1 AFR 10

RPM	<i>Brake Power</i> (kW)	<i>Brake Torque</i> (Nm)	BMEP (bar)	BSFC (g/kW.h)	<i>Volumetric Efficiency</i> (%)
1000	0.53	5.07	6.57	582.67	92.5
1450	0.8	5.25	6.81	569.16	93.8
1900	1.04	5.26	6.83	562.77	92.5
2350	1.32	5.28	6.84	559.22	93.9
2800	1.55	5.36	6.96	557.08	92.1
3250	1.8	5.42	7.02	557.26	94.6
3700	2.04	5.26	6.83	557.4	91.9
4150	2.29	5.27	6.84	556.54	91.9
4600	2.63	5.46	7.09	556.21	95.2
5050	2.97	5.62	7.28	558.08	98.1

**Lampiran 3. Data Hasil Simulasi *Engine* Basudewo 3 Evo
Stoikiometri**

RPM	<i>Brake Power</i> (kW)	<i>Brake Torque</i> (Nm)	BMEP (bar)	BSFC (g/kW.h)	<i>Volumetric Efficiency</i> (%)
1000	0.6	5.73	7.17	592.6	92.1
1450	0.9	5.94	7.43	578.78	93.2
1900	1.17	5.92	7.4	572.51	91.9
2350	1.48	6.05	7.57	568.95	93.3
2800	1.73	5.93	7.42	566.46	91.2
3250	2.03	6.09	7.53	566.47	93.6
3700	2.23	5.81	7.36	570.42	91.3
4150	2.45	5.65	7.2	575.21	90.4
4600	2.74	5.74	7.28	581.96	92.8
5050	3.1	5.91	7.48	588.37	95.3

Lampiran 4. Data Hasil Simulasi *Engine* Basudewo 3 Evo AFR

10

RPM	<i>Brake Power</i> (kW)	<i>Brake Torque</i> (Nm)	BMEP (bar)	BSFC (g/kW.h)	<i>Volumetric Efficiency</i> (%)
1000	0.56	5.36	6.71	576.59	93.3
1450	0.83	5.47	6.84	563.42	93.5
1900	1.09	5.49	6.87	557.18	92
2350	1.37	5.56	6.95	553.96	93.1
2800	1.63	5.57	6.96	551.37	92.5
3250	1.9	5.63	7	552.08	93.8
3700	2.12	5.47	6.85	552.45	91.3
4150	2.39	5.5	6.88	551.74	91.7
4600	2.75	5.71	7.14	551.66	95.1
5050	3.05	5.76	7.21	554.71	96.5

Lampiran 5. Tabel Nilai *Properties* Udara

Table A.10

Properties of Air at Atmospheric Pressure (SI Units)

Temperature, T (°C)	Density, ρ (kg/m ³)	Dynamic Viscosity, μ (N · s/m ²)	Kinematic Viscosity, ν (m ² /s)
0	1.29	1.72E-05	1.33E-05
5	1.27	1.74E-05	1.37E-05
10	1.25	1.76E-05	1.41E-05
15	1.23	1.79E-05	1.45E-05
20	1.21	1.81E-05	1.50E-05
25	1.19	1.84E-05	1.54E-05
30	1.17	1.86E-05	1.59E-05
35	1.15	1.88E-05	1.64E-05
40	1.13	1.91E-05	1.69E-05
45	1.11	1.93E-05	1.74E-05
50	1.09	1.95E-05	1.79E-05
55	1.08	1.98E-05	1.83E-05
60	1.06	2.00E-05	1.89E-05
65	1.04	2.02E-05	1.94E-05
70	1.03	2.04E-05	1.98E-05
75	1.01	2.06E-05	2.04E-05
80	1.00	2.09E-05	2.09E-05
85	0.987	2.11E-05	2.14E-05
90	0.973	2.13E-05	2.19E-05
95	0.960	2.15E-05	2.24E-05
100	0.947	2.17E-05	2.29E-05

Lampiran 6. Tabel Konversi Satuan

Table G.1

SI Units and Prefixes^a

SI Units	Quantity	Unit	SI Symbol	Formula
SI base units:	Length	meter	m	—
	Mass	kilogram	kg	—
	Time	second	s	—
	Temperature	kelvin	K	—
SI supplementary unit:	Plane angle	radian	rad	—
SI derived units:	Energy	joule	J	N · m
	Force	newton	N	kg · m/s ²
	Power	watt	W	J/s
	Pressure	pascal	Pa	N/m ²
	Work	joule	J	N · m
SI prefixes	Multiplication Factor	Prefix	SI Symbol	
	1 000 000 000 000 = 10 ¹²	tera	T	
	1 000 000 000 = 10 ⁹	giga	G	
	1 000 000 = 10 ⁶	mega	M	
	1 000 = 10 ³	kilo	k	
	0.01 = 10 ⁻²	centi ^b	c	
	0.001 = 10 ⁻³	milli	m	
	0.000 001 = 10 ⁻⁶	micro	μ	
	0.000 000 001 = 10 ⁻⁹	nano	n	
	0.000 000 000 001 = 10 ⁻¹²	pico	p	

^aSource: ASTM Standard for Metric Practice E 380-97, 1997.

^bTo be avoided where possible.

Table G.2

Conversion Factors and Definitions

Fundamental Dimension	English Unit	Exact SI Value	Approximate SI Value
Length	1 in.	0.0254 m	—
Mass	1 lbm	0.453 592 37 kg	0.454 kg
Temperature	1°F	5/9 K	—

Definitions:

Acceleration of gravity: $g = 9.8066 \text{ m/s}^2$ ($\approx 32.174 \text{ ft/s}^2$)

Energy: Btu (British thermal unit) \equiv amount of energy required to raise the temperature of 1 lbm of water 1°F (1 Btu = 778.2 ft·lbf)
kilocalorie \equiv amount of energy required to raise the temperature of 1 kg of water 1 K (1 kcal = 4187 J)

Length: 1 mile = 5280 ft; 1 nautical mile = 6076.1 ft = 1852 m (exact)

Power: 1 horsepower = 550 ft·lbf/s

Pressure: 1 bar = 10^5 Pa

Temperature: degree Fahrenheit, $T_F = \frac{9}{5} T_C + 32$ (where T_C is degrees Celsius)
degree Rankine, $T_R = T_F + 459.67$
Kelvin, $T_K = T_C + 273.15$ (exact)

Viscosity: 1 Poise $\equiv 0.1 \text{ kg/(m} \cdot \text{s)}$
1 Stoke $\equiv 0.0001 \text{ m}^2/\text{s}$

Volume: 1 gal $\equiv 231 \text{ in.}^3$ (1 ft³ = 7.48 gal)

Useful Conversion Factors:

Length:	1 ft = 0.3048 m 1 in. = 25.4 mm	Power:	1 hp = 745.7 W 1 ft·lbf/s = 1.356 W
Mass:	1 lbm = 0.4536 kg 1 slug = 14.59 kg	Area	1 Btu/hr = 0.2931 W 1 ft ² = 0.0929 m ² 1 acre = 4047 m ²
Force:	1 lbf = 4.448 N 1 kgf = 9.807 N	Volume:	1 ft ³ = 0.02832 m ³ 1 gal (US) = 0.003785 m ³ 1 gal (US) = 3.785 L
Velocity:	1 ft/s = 0.3048 m/s 1 ft/s = 15/22 mph 1 mph = 0.447 m/s	Volume flow rate:	1 ft ³ /s = 0.02832 m ³ /s 1 gpm = $6.309 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$
Pressure:	1 psi = 6.895 kPa 1 lbf/ft ² = 47.88 Pa 1 atm = 101.3 kPa 1 atm = 14.7 psi 1 in. Hg = 3.386 kPa 1 mm Hg = 133.3 Pa	Viscosity (dynamic)	1 lbf·s/ft ² = 47.88 N·s/m ² 1 g/(cm·s) = 0.1 N·s/m ² 1 Poise = 0.1 N·s/m ²
Energy:	1 Btu = 1.055 kJ 1 ft·lbf = 1.356 J 1 cal = 4.187 J	Viscosity (kinematic)	1 ft ² /s = 0.0929 m ² /s 1 Stoke = 0.0001 m ² /s

Lampiran 7. *Properties* Bahan Bakar E100

Table 3

Properties of gasoline and ethanol fuel.

Property	EEE	E100 ^a	Unit
RON	97.2	108.6	
Lower heating value	42.8	26.9	MJ/kg
Density @ 293 K	0.744	0.789	kg/L
Boiling point	T10 = 326 T50 = 377 T90 = 434	351	K
Heat of vaporization @ 298 K	349	931.1	kJ/kg
Reid vapor pressure	61.3	15.9	kPa
Aromatics	28	0	%
Olefins	2	0	%
Saturates	70	0	%
Hydrogen/carbon ratio	1.845	3	
Oxygen/carbon ratio	0	0.5	
Stoichiometric Air-fuel ratio	14.6	8.97	

^a Values given are for neat ethanol. Ethanol used in this study contained 3.27% denaturant by volume.

Lampiran 8. Spesifikasi Honda Blade FI 125cc

SPECIFICATIONS

GENERAL		ITEM	SPECIFICATIONS
DIMENSIONS		Overall length	1,881 mm (74.1 in)
		Overall width	706 mm (27.8 in)
		Overall height	1,081.5 mm (42.58 in)
		Wheelbase	1,239 mm (48.8 in)
		Seat height	761 mm (30.0 in)
		Footpeg height	266 mm (10.5 in)
		Ground clearance	130 mm (5.1 in)
		Curb weight	100.1 kg (220.7 lbs)
			102.5 kg (226.0 lbs)
		ANF125	
		ANF125M	
FRAME		Frame type	Back bone type
		Front suspension	Telescopic fork
		Front axle travel	80.5 mm (3.17 in)
		Rear suspension	Swingarm
		Rear axle travel	81.8 mm (3.22 in)
		Rear damper	Both side operation tube type
		Front tire size	60/100-17M/C 33P
		Rear tire size	70/90-17M/C 43P
		Front brake	Hydraulic disc brake
		Rear brake	Mechanical leading trailing
		Caster angle	26° 30'
		Trail length	68 mm (2.7 in)
		Fuel tank capacity	3.7 liter (0.98 US gal 0.81 Imp gal)
ENGINE		Bore and stroke	52.4 x 57.9 mm (2.06 x 2.28 in)
		Displacement	124.8 cm ³ (7.61 cu-in)
		Compression ratio	9.3 : 1
		Valve train	2 valve, single chain driven SOHC
		Intake valve	5° BTDC
		Exhaust valve	22° ABDC
			37° BBDC
			-3° ATDC
		Lubrication system	Forced pressure and wet sump
		Oil pump type	Trochoid
		Cooling system	Air cooled
		Air filtration	Paper filter
		Crankshaft type	Assembled type
		Cylinder arrangement	Single cylinder inclined 80° from vertical

GENERAL (Cont'd)		ITEM	SPECIFICATIONS
CARBURATION		Type	PGM-FI (Programmed Fuel Injection)
		Throttle bore	22 mm (0.9 in)
DRIVE TRAIN		Clutch system	Multi-plate, wet
		Clutch operation system	Automatic centrifugal type
		Transmission	Constant mesh, 4-speed
		Primary reduction	3.350 (67/20)
		Final reduction	2.428 (34/14)
		Gear ratio	2.500 (35/14)
			1.550 (31/20)
			1.150 (23/20)
			0.923 (24/26)
		Gearshift pattern	Left foot operated return system (rotary system; only when the motorcycle is not running)
ELECTRICAL		Ignition system	Full transistor digital ignition
		Starting system	Kickstarter
		Charging system	Kickstarter and electric starter motor
		Regulator/rectifier	Single phase output alternator
		Lighting system	SCR opened/single phase, half wave rectification

Lampiran 9. Spesifikasi Honda Revo 110cc

BAGIAN		SPEKIFIKASI
DIMENSI	Panjang menyeluruh	1.925 mm
	Lebar menyeluruh	709 mm
	Tinggi menyeluruh	1.084 mm
	Jarak sumbu roda	1.221 mm
	Tinggi tempat duduk	770 mm
	Tinggi pijakan kaki	268 mm
	Jarak senendah ke tanah	147 mm
	Berat motor siap pakai	97 kg (Tipe roda dengan jari-jari) 98 kg (Tipe roda tuangan)
RANGKA	Jenis rangka	Jenis back bone (tulang belakang)
	Suspensi depan	Garpu teleskopik
	Jarak pergerakan poros depan	81 mm
	Suspensi belakang	Swing arm (lengan ayun)
	Jarak pergerakan poros belakang	83 mm
	Damper (peredam kejutan) belakang	Jenis pipa pengoperasian satu sisi
	Ukuran ban depan	70/90-17 MIC 36P
	Ukuran ban belakang	80/90-17 MIC 44P
	Merak ban Depan	NF638 (IRC)/D-FR (SRI)
	Belakang	NR78Y (IRC)/D-RR (SRI)
	Rem depan	Rem cakram hidrolik
	Rem belakang	Mekanis, mendahului-mengikuti
	Sudut caster	26°00'
	Panjang trail	67 mm
	Kapasitas tangki bahan bakar	3,7 liter
MESIN	Diameter dan langkah	50,0 x 55,6 mm
	Volumen langkah	109,1 cm ³
	Perbandingan kompresi	9,0 : 1
	Peralatan penggerak klep	2 valve, SOHC digerakkan rantai tunggal
	Klep masuk membuka	5° BTDC (sebelum TMA)
	Klep buang menutup	30° ABDC (setelah TMB)
	Klep buang membuka	34° BBDC (sebelum TMB)
	Klep buang menutup	0° ATDC (setelah TMA)
	Sistem pelumasan	Di bawah tekanan paksaan dgn bak oli basah
	Jenis pompa oli	Trochoid
	Sistem pendinginan	Pendinginan udara
	Saringan udara	Elemen kertas kental
	Jenis crankshaft	Jenis rakitan
	Berat kosong mesin	22,6 kg
	Susunan cylinder	Satu cylinder miring 80° dari vertikal
KARBURATOR	Jenis karburator	Piston valve type
	Diameter throttle	18 mm
PERALATAN PENGGERAK	Sistem kopeling	Pelat-banyak, basah
	Sistem pengoperasian kopeling	Jenis sentrifugal otomatis
	Transmission	Bertautan tetap, 4-kecepatan
	Primary reduction	4,059 (69/17)
	Final reduction	2,642 (37/14)
	Perbandingan gigi	2,615 (34/13)
	gigi 1	1,555 (28/18)
	gigi 2	1,136 (25/22)
	gigi 3	0,918 (22/24)
	gigi 4	Sistem pengembalian digerakkan kaki kiri (sistem rotary, hanya sewaktu sapedamo-for tidak bergerak) N - 1 - 2 - 3 - 4 (- N)
	Pola pengoperan gigi	
KELISTRIKAN	Sistem pengapian	DC-CDI
	Sistem starter	Kickstarter dengan starter motor listrik
	Sistem pengisian	Single phase output alternator
	Regulator/rectifier	SCR opened/single phase, half wave rectification
	Sistem penerangan	Alternator

BIOADATA PENULIS



Penulis merupakan anak pertama dari tiga bersaudara yang lahir pada tanggal 29 Juli 1995 di Sidoarjo, Provinsi Jawa Timur. Pendidikan formal yang pernah ditempuh penulis antara lain meliputi SDN 2 Kedunggempol, SMPN 1 Mojosari dan SMKN 1 Pungging dengan jurusan Teknik Kendaraan Ringan. Setelah itu penulis meneruskan pendidikan tingkat perguruan tinggi di

Program Studi Departemen Teknik Mesin Industri dan mengambil bidang studi Konversi Energi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2014. Selama masa pendidikan di perkuliahan, penulis aktif di beberapa kegiatan organisasi dan mengikuti beberapa pelatihan di Departemen Teknik Mesin Industri FV - ITS. Kegiatan organisasi yang pernah diikuti antara lain: Grader Laboratorium Gambar Teknik 2015-2017, Staff Departemen Riset dan Teknologi HMDM periode 2014-2015, Koordinator *Chassis and Steering Division* Basudewo Ethanol Car Team periode 2015-2016. Pelatihan yang pernah diikuti penulis antara lain: Pelatihan Karya Tulis Ilmiah HMDM (2014), Latihan Kemandirian Manajemen Mahasiswa Pra-Tingkat Dasar (2014), Pelatihan Jurnalistik Tingkat Dasar HMDM (2014), Latihan Kemandirian Manajemen Mahasiswa Tingkat Dasar (2014) dan Pelatihan Pemandu Keilmiah (2015). Penulis pernah melakukan kerja praktek di PT. Dirgantara Indonesia, Tbk. (IAe) - Bandung. Bagi pembaca yang ingin lebih mengenal penulis dapat menghubungi:

- e-mail : amin11fachrur@gmail.com
- No. Telp. : +62 838 5756 0895